

А.Г.Костюк, В.В.Фролов, А.Е.Булкин, А.Д.Трухний

---

# ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

---

Учебник для вузов

Под редакцией  
доктора техн. наук, проф. А.Г.Костюка

*Допущено Министерством образования и науки  
Российской Федерации в качестве учебника для студентов  
высших учебных заведений, обучающихся по специальности  
"Тепловые электрические станции"  
направления подготовки "Теплоэнергетика"*



Москва  
Издательский дом МЭИ  
2016

УДК [621.1.65 + 621.438](075.8)  
ББК 31.363  
П 185

Рецензенты: Г.Г. Ольховский, профессор, чл.-корр. РАН, исполнительный директор  
Всероссийского теплотехнического института (ВТИ);  
М.И. Осипов, профессор, зав. кафедрой «Газотурбинные и  
нетрадиционные установки» МГТУ им. Н.Э. Баумана

**Паровые** и газовые турбины для электростанций [Электронный  
П 185 ресурс]: учебник для вузов / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин,  
А.Д. Трухний ; под ред. А.Г. Костюка. — М.: Издательский дом МЭИ,  
2016. — Загл. с тит. экрана.

ISBN 978-5-383-01025-9

Изложены основы теплового процесса паровых и газовых турбин, рассмотрены методики теплового расчета и выбор конструкции. Приведены различные типы турбин, охарактеризованы особенности их эксплуатации в стационарных и переходных режимах. Описаны системы регулирования, защиты и маслоснабжения, а также конденсационные установки. Рассмотрены вопросы прочности и надежности основных элементов турбин. Издание 1-е (1985) вышло в Энергоатомиздате под названием «Паровые и газовые турбины», 2-е издание (2001) — в Издательстве МЭИ под названием «Турбины тепловых и атомных электростанций», 3-е издание (перераб. и доп.) (2008) — в Издательском доме МЭИ под названием «Паровые и газовые турбины для электростанций».

Настоящее электронное издание подготовлено на основе одноименного печатного издания (4-е изд., стереотип.), вышедшего в Издательском доме МЭИ в 2016 году.

Книга является победителем общероссийского Конкурса рукописей учебной, научно-технической и справочной литературы по энергетике 2006 года.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции» направления подготовки «Теплоэнергетика», полезно также для студентов, обучающихся по направлению «Энергомашиностроение». Представляет интерес для эксплуатационного и ремонтного персонала электростанций.

УДК [621.1.65 + 621.438](075.8)  
ББК 31.363

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Предисловие</b> . . . . .	6	<b>Глава четвертая. Многоступенчатые паровые турбины</b> . . . . .	132
<b>Основные обозначения, индексы и сокращения</b> . . . . .	7	4.1. Тепловой процесс в многоступенчатой паровой турбине . . . . .	132
<b>Глава первая. Тепловые циклы паротурбинных установок</b> . . . . .	9	4.2. Коэффициент возврата теплоты . . . . .	134
1.1. Краткий обзор развития паротурбостроения . . . . .	9	4.3. Конструкции уплотнений . . . . .	136
1.2. Основные узлы и конструкция паровой турбины . . . . .	11	4.4. Эрозия деталей паровых турбин . . . . .	139
1.3. Термодинамический цикл теплосиловой установки . . . . .	14	4.5. Сепарация влаги в турбине . . . . .	140
1.4. Влияние параметров пара на КПД идеального цикла . . . . .	17	4.6. Осевые усилия, действующие на ротор турбины . . . . .	142
1.5. Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии . . . . .	21	<b>Глава пятая. Расчет проточной части многоступенчатых турбин</b> . . . . .	145
1.6. Промежуточный перегрев пара . . . . .	23	5.1. Основы выбора конструкции проточной части многоступенчатых турбин . . . . .	145
1.7. Регенеративный подогрев питательной воды . . . . .	24	5.2. Предельная мощность однопоточной конденсационной турбины . . . . .	148
1.8. Принципиальные тепловые схемы современных паротурбинных установок . . . . .	29	5.3. Приближенная оценка процесса течения пара в проточной части турбины . . . . .	151
1.9. Тепловые схемы турбинных установок АЭС . . . . .	34	5.4. Оценка диаметров, числа ступеней и распределение теплоперепадов по ступеням турбины . . . . .	154
1.10. Классификация турбин . . . . .	37	5.5. Особенности детального расчета проточной части турбины . . . . .	158
<b>Глава вторая. Преобразование энергии в турбинной ступени</b> . . . . .	40	5.6. Особенности влажно-паровых турбин АЭС . . . . .	159
2.1. Основные уравнения для потока сжимаемой жидкости . . . . .	40	5.7. Пример теплового расчета конденсационной паровой турбины . . . . .	161
2.2. Основные характеристики и параметры потоков в каналах . . . . .	43	<b>Глава шестая. Работа турбины при переменном режиме</b> . . . . .	175
2.3. Преобразование энергии в турбинной ступени . . . . .	49	6.1. Особенности работы турбины при нерасчетных режимах . . . . .	175
2.4. Относительный лопаточный КПД ступени . . . . .	54	6.2. Характеристики переменного режима ступени . . . . .	177
2.5. Двухвенечная ступень . . . . .	60	6.3. Переменный режим группы ступеней (отсека) . . . . .	181
2.6. Радиальные и радиально-осевые ступени . . . . .	64	6.4. Распределение давлений и тепловых перепадов по ступеням турбины при переменном расходе пара . . . . .	182
2.7. Геометрические и газодинамические характеристики решеток турбинных ступеней . . . . .	67	6.5. Тепловой процесс турбины при переменном расходе пара и различных способах парораспределения . . . . .	185
2.8. Турбинные решетки при переменном режиме работы. Расширение в косом срезе решетки . . . . .	76	6.6. Выбор системы парораспределения . . . . .	196
<b>Глава третья. Определение размеров турбинных ступеней. Внутренний относительный КПД</b> . . . . .	83	6.7. Регулирование мощности турбины способом скользящего давления . . . . .	198
3.1. Определение размеров сопловых и рабочих лопаток для одновенечных и двухвенечных ступеней . . . . .	83	6.8. Влияние отклонения начальных параметров пара и температуры промежуточного перегрева на мощность турбины . . . . .	200
3.2. Внутренний относительный КПД ступени. Дополнительные потери . . . . .	90	6.9. Влияние конечного давления пара на мощность турбины . . . . .	204
3.3. Пример расчета одновенечной ступени . . . . .	110		
3.4. Пример расчета двухвенечной ступени . . . . .	113		
3.5. Ступени с длинными лопатками . . . . .	116		
3.6. Конструкции сопловых и рабочих лопаток . . . . .	124		

<b>Глава седьмая. Турбины для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии.</b> . . . . .	207	<b>Глава одиннадцатая. Конструкции паровых турбин.</b> . . . . .	275
7.1. Турбины с противодавлением . . . . .	207	11.1. Устройство паровой турбины . . . . .	275
7.2. Турбины с промежуточным регулируемым отбором пара . . . . .	207	11.2. Конструкции мощных конденсационных турбин для ТЭС . . . . .	323
7.3. Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара . . . . .	209	11.3. Конструкции мощных теплофикационных турбин . . . . .	338
7.4. Турбины с двумя регулируемы отборами пара . . . . .	210	11.4. Конструкции мощных турбин для АЭС . . . . .	352
7.5. Турбины с двумя отопительными отборами пара . . . . .	211	11.5. Конструкции мощных турбин для ПГУ . . . . .	365
7.6. Применение встроенных пучков в конденсаторах теплофикационных турбин . . . . .	212	<b>Глава двенадцатая. Схемы и циклы газотурбинных установок.</b> . . . . .	372
7.7. Диаграммы режимов . . . . .	213	12.1. Общие сведения . . . . .	372
<b>Глава восьмая. Конденсационные установки паровых турбин.</b> . . . . .	218	12.2. Цикл простой газотурбинной установки . . . . .	375
8.1. Принципиальная схема конденсационной установки. Устройство конденсатора . . . . .	218	12.3. Цикл газотурбинной установки с регенерацией теплоты . . . . .	378
8.2. Тепловые процессы в конденсаторе . . . . .	219	12.4. Влияние температур $T_a$ , $T_c$ и КПД агрегатов на характеристики газотурбинной установки . . . . .	381
8.3. Тепловой баланс конденсатора . . . . .	222	12.5. Влияние сопротивления газового и воздушного трактов . . . . .	383
8.4. Тепловой расчет конденсатора . . . . .	223	12.6. Влияние механических потерь и утечек в уплотнениях на КПД газотурбинной установки . . . . .	384
8.5. Конструкции конденсаторов . . . . .	224	12.7. ГТУ с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха . . . . .	385
8.6. Воздухоотсасывающие устройства . . . . .	235	12.8. Расчет тепловой схемы простой ГТУ . . . . .	387
8.7. Воздушная и гидравлическая плотности конденсатора . . . . .	236	12.9. Примеры расчета тепловой схемы простой ГТУ . . . . .	391
8.8. Основы эксплуатации конденсационных установок . . . . .	238	12.10. Влияние начальной температуры газа на характеристики газотурбинных установок . . . . .	392
<b>Глава девятая. Регулирование паровых турбин.</b> . . . . .	242	12.11. Высокотемпературные газотурбинные установки . . . . .	395
9.1. Паровая турбина как объект регулирования . . . . .	242	<b>Глава тринадцатая. Конструкции и использование ГТУ на электростанциях.</b> . . . . .	400
9.2. Принципиальные схемы регулирования частоты вращения конденсационных паровых турбин . . . . .	243	13.1. Основные особенности газовых турбин . . . . .	400
9.3. Механизм управления турбиной . . . . .	245	13.2. Основные узлы и устройство ГТУ . . . . .	401
9.4. Статическое и астатическое регулирование . . . . .	247	13.3. Конструкции основных узлов и деталей ГТУ . . . . .	410
9.5. Параллельная работа турбогенераторов . . . . .	248	13.4. Конструкции типичных современных газотурбинных установок . . . . .	422
9.6. Регулирование турбин с промежуточным перегревом пара . . . . .	250	13.5. Пусковые и переменные режимы работы, системы управления ГТУ . . . . .	426
9.7. Регулирование теплофикационных турбин . . . . .	258	13.6. Использование газотурбинных установок на тепловых электростанциях . . . . .	429
9.8. Система защиты турбины . . . . .	261	<b>Глава четырнадцатая. Динамика и прочность турбоагрегатов.</b> . . . . .	439
<b>Глава десятая. Системы маслоснабжения турбин.</b> . . . . .	266	14.1. Условия работы элементов турбомашин . . . . .	439
10.1. Единая система маслоснабжения . . . . .	266	14.2. Прочность рабочих лопаток . . . . .	440
10.2. Противоаварийное маслоснабжение подшипников . . . . .	268	14.3. Колебания и вибрационная надежность рабочих лопаток . . . . .	452
10.3. Повышение пожарной безопасности турбин . . . . .	269	14.4. Прочность роторов . . . . .	473
10.4. Маслоснабжение системы регулирования . . . . .	271		
10.5. Централизованная система смазки паротурбинной установки . . . . .	273		

14.5. Колебания и вибрационная надежность роторов .....	495	15.3. Обслуживание турбины и турбинной установки при нормальной работе .....	516
14.6. Прочность элементов статора .....	509	15.4. Пуск турбин из холодного состояния .....	520
<b>Глава пятнадцатая. Основы эксплуатации турбин и паротурбинных установок .....</b>	<b>515</b>	15.5. Особенности пуска теплофикационных турбин .....	535
15.1. Основные принципы рациональной эксплуатации турбинных установок .....	515	15.6. Особенности пуска турбоустановок с противодавлением .....	541
15.2. Режимы эксплуатации турбинных установок .....	516	15.7. Особенности пуска турбин АЭС .....	541
		15.8. Остановка турбины и ее пуск из горячего и неостывшего состояний .....	546
		<b>Список литературы .....</b>	<b>555</b>

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Современные паровые и газовые турбины являются основными двигателями тепловых и атомных электростанций, значение которых для энергетики определяется все возрастающими потребностями страны в электроэнергии. Паровые турбины позволяют осуществлять совместную выработку электрической энергии и теплоты, что повышает степень полезного использования теплоты органического и ядерного топлива. Газотурбинные установки обеспечивают высокую маневренность электростанций для покрытия переменной части суточного графика электрической нагрузки в энергосистеме, а в сочетании с паротурбинными установками дают максимальную экономичность при минимальной удельной стоимости.

В предлагаемом вниманию читателей учебнике «Паровые и газовые турбины для электростанций» для студентов вузов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции», излагаются теория и расчет тепловых процессов, переменных режимов работы турбин, описываются конструкции, автоматическое регулирование и маслоснабжение турбин, конструкции и расчет конденсаторов, являющихся элементом паротурбинной установки, рассматривается эксплуатация турбин, установленных на тепловых и атомных электрических станциях (ТЭС и АЭС). Две главы посвящены особенностям газовых турбин и газотурбинных установок, а также парогазовых установок (ПГУ). В книгу введена новая глава, посвященная прочности и надежности элементов турбомашин.

Основой для создания учебника послужили известные книги, освещающие перечисленные вопросы: учебники «Паровые и газовые турбины» под редакцией А.Г. Костюка и В.В. Фролова, «Паровые турбины» А.В. Щегляева, «Динамика и прочность турбомашин» А.Г. Костюка, учебные пособия «Газотурбинные установки» А.Г. Костюка и А.Н. Шерстюка, «Регулирование паровых турбин» А.В. Щегляева и С.Г. Смелъницкого, «Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин» Г.С. Жирицкого и В.А. Стрункина, «Конденсационные установки» И.Н. Кирсанова, «Эксплуатация паротурбинных установок» Б.Э. Капеловича, которые рекомендовались в качестве учебной литературы. Авторы поставили перед собой цель создать учебник, в котором при традиционном подходе к освещению основных вопросов в ранее изданных книгах и привлечении новых достижений в области турбостроения и эксплуатации турбин ТЭС и АЭС на основе лекций, читаемых для студентов специальности «Тепловые электрические станции» в Московском энергетическом институте,

будет изложен необходимый учебный материал в доступной и удобной форме и в сравнительно небольшом объеме.

Предлагаемый учебник следует рассматривать как 3-е переработанное и дополненное издание книги, 1-е издание которой (1985 г.) вышло в Энергоатомиздате под названием «Паровые и газовые турбины», 2-е издание (2001 г.) — в Издательстве МЭИ под названием «Турбины тепловых и атомных электрических станций».

По сравнению со 2-м изданием в настоящем учебнике переработано большинство глав. Наиболее значительно переработаны и дополнены гл. 2, 3, 6 и 13. Вновь написана гл. 14.

Отметим наиболее важные изменения в 3-м издании учебника по сравнению со 2-м.

В гл. 2 и 3 детально рассматривается сравнение по экономичности турбины с активным и реактивным облопачиванием с примерами расчета в связи с достаточно широким использованием реактивного принципа в отечественном турбостроении. Добавлен материал, посвященный саблевидным лопаткам и новым типам уплотнений (включая сотовые).

Переменные режимы работы паровых турбин в гл. 6 излагаются на основе использования критериев подобия и приведенных параметров: приведенного расхода пара, приведенной частоты вращения и др.

В гл. 11 введен новый параграф, посвященный конструкции паровых турбин для ПГУ, имеющих существенные особенности по сравнению с обычными турбинами для ТЭС и АЭС.

В гл. 13 обновлен материал по конструкциям ГТУ. Основное внимание уделено ГТУ, применяемым на электростанциях России.

В новой гл. 14 излагаются проблемы прочности и надежности, которые рассматриваются в тесной связи с реально происходившими при эксплуатации турбин отказами (авариями) с анализом (когда это возможно) причин этих отказов и формулировкой вытекающих из этого выводов.

Участие авторов в написании 3-го издания учебника следующее.

А.Г. Костюком были выполнены общее редактирование, переработка и дополнение гл. 1—7, написание гл. 12, 13 (совместно с А.Д. Трухнием) и 14; В.В. Фроловым — написание гл. 1—7; А.Е. Булкиным — гл. 9 и 10; А.Д. Трухнием — гл. 8, 11, 13 (совместно с А.Г. Костюком) и 15.

Замечания и отзывы следует направлять по адресу: 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 14, Издательский дом МЭИ.

*Авторы*

## ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

### ОБОЗНАЧЕНИЯ ВЕЛИЧИН

*a* — скорость звука, м/с;  
*b* — хорда профиля, м, мм;  
*c* — абсолютная скорость, м/с; удельная теплоемкость, Дж/(кг · К);  
*c<sub>ф</sub>* — фиктивная скорость, определяемая по изоэнтропийному теплореперату ступени от параметров торможения, м/с;  
*d* — диаметр, м, мм; удельный массовый расход пара, кг/Дж, кг/кДж, кг/(кВт · ч);  
*e* — степень парциальности;  
*E* — модуль упругости, МПа, Па;  
*f* — частота колебаний, Гц;  
*F* — площадь, м<sup>2</sup>, см<sup>2</sup>;  
*G* — массовый расход, кг/с, т/ч;  
*H* — теплореперату ступени, турбины, отсека ступеней, Дж/кг, кДж/кг;  
*h* — энтальпия, Дж/кг, кДж/кг;  
 $\Delta h$  — потери энергии в ступени, Дж/кг, кДж/кг;  
 $\Delta H$  — потери энергии турбины, отсека ступеней, ступени, решетки, Дж/кг, кДж/кг;  
*k* — показатель изоэнтропы, коэффициент;  
*M* — число Маха;  
*L* — работа, кДж/кг;  
*l* — высота лопатки, м, мм;  
*n* — частота вращения, с<sup>-1</sup> (об/с);  
*Nu* — число Нуссельта;  
*O* — размер горла канала решетки, м, мм;  
*p* — давление, Па, кПа, МПа;  
*N* — мощность, Вт, кВт, МВт;  
*q* — удельный расход теплоты, Дж/Дж, кДж/кДж, кДж/(кВт · ч);  
 $\dot{Q}$  — количество теплоты в секунду, тепловая мощность, Вт, кВт, МВт, ГВт;  
*r* — радиус, м, мм;  
*R* — усилие, Н; газовая постоянная, Дж/(кг · К);  
*Re* — число Рейнольдса;  
*s* — энтропия, Дж/(кг · К), кДж/(кг · К); расстояние, мм;  
*t* — температура, °С; шаг решетки, мм;  
*T* — температура, К;  
*u* — окружная скорость, м/с;  
*v* — удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  
*w* — скорость в относительном движении, м/с;  
*W* — расход воды, м<sup>3</sup>/ч, кг/с;  
*x* — сухость пара; отношение скоростей;

*y* — влажность;  
 $\alpha$  — угол направления абсолютной скорости, град; доля отбираемого пара; коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  
 $\beta$  — угол направления относительной скорости, град;  
 $\gamma$  — угол в меридиональной плоскости, град;  
 $\delta$  — угол отклонения потока, град; зазор, мм; разность; степень неравномерности регулирования;  
 $\varepsilon$  — отношение давления;  
 $\zeta$  — коэффициент потерь, отнесенный к решетке;  
 $\eta$  — КПД;  
 $\theta$  — отношение среднего диаметра к высоте лопатки в кольцевой решетке;  
 $\lambda$  — безразмерная относительная скорость; теплопроводность, Вт/(м · К);  
 $\mu$  — коэффициент расхода;  
 $\xi$  — коэффициент потерь, отнесенный к ступени;  
 $\rho$  — степень реактивности; плотность среды, материала, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\sigma$  — напряжение, МПа;  
 $\tau$  — время, с, мин, ч; касательное напряжение, Па, МПа;  
 $\varphi$  — коэффициент скорости для сопловых решеток;  
 $\psi$  — коэффициент скорости для рабочих решеток;  
 $\omega$  — угловая скорость, рад/с;  
 $\Omega$  — кольцевая площадь ступени, м<sup>2</sup>.

### ИНДЕКСЫ

авт — автомобильный;  
 бр — брутто;  
 вл — влага;  
 в.с — выходная скорость;  
 ву — влагоудаление;  
 вых — выходной;  
 дин — динамический;  
 доп — дополнительный;  
 изг — изгибный;  
 к — конденсации, корневой, конечный;  
 кр — кромочный, критический;  
 ном — номинальный;  
 о.в — обратная вода;  
 о.е — относительный эффективный;  
 о.к — располагаемый компрессора;  
 ол — относительный лопаточный;  
 о.т — располагаемый турбины;

*oi* — относительный внутренний;  
 отб — отбор;  
 ох.в — охлаждающая вода;  
 о.э — относительный электрический;  
 п — промышленный; периферия;  
 п.в — питательная вода;  
 пп — промежуточный перегрев;  
 п.п — перегретый пар;  
 пр — профильный;  
 пр.в — прямой воды;  
 пред — предельный;  
 р — рабочих лопаток; регенеративный;  
 разд — раздельное;  
 раст — растяжения;  
 р.с — регулирующая ступень;  
 с — сопловая решетка;  
 сеп — сепаратор;  
 с.н — собственные нужды;  
 с.н.п — сухой насыщенный пар;  
 ср — средний;  
 ст — ступень;  
 т — теплофикационный, тепловой, текучесть, топливо, турбина;  
 ф — фиктивный;  
 х.х — холостого хода;  
 э — электрический, эквивалентный, эффективный;  
 э.г — электрический генератор;  
*a* — осевой;  
*e* — эффективный;  
*p* — давление;  
*s* — насыщение;  
*t* — термический, теоретический;  
*i* — внутренний;  
*u* — окружной;  
 0 — начальный, расчетный, номинальный.

## СОКРАЩЕНИЯ

АЭС — атомная электростанция;  
 БРУ — быстродействующая редукционная установка;  
 ВТИ — Всероссийский теплотехнический институт;  
 ГТУ — газотурбинная установка;  
 КПД — коэффициент полезного действия;  
 КТЗ — открытое акционерное общество «Калужский турбинный завод»;  
 ЛМЗ — акционерное общество открытого типа «Ленинградский металлический завод»;  
 МЭИ — Московский энергетический институт (технический университет);  
 НЗЛ — акционерное общество открытого типа «Невский завод»;  
 ПВД — подогреватель высокого давления;  
 ПГУ — парогазовая установка;  
 ПНД — подогреватель низкого давления;  
 ПТУ — паротурбинная установка;  
 СКД — сверхкритическое давление;  
 СПП — сепаратор-пароперегреватель;  
 ТМЗ — акционерное общество «Турбомоторный завод»;  
 ТЭС — тепловая электростанция;  
 ТЭЦ — теплоэлектроцентраль;  
 ХПИ — Харьковский политехнический институт;  
 ХТЗ — открытое акционерное общество «Турбоатом»;  
 ЦВД — цилиндр высокого давления;  
 ЦКТИ — акционерное общество открытого типа «Научно-производственное объединение по исследованию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова»;  
 ЦНД — цилиндр низкого давления;  
 ЦСД — цилиндр среднего давления;  
 ЧВД — часть высокого давления;  
 ЧНД — часть низкого давления;  
 ЧСД — часть среднего давления.

## ТЕПЛОВЫЕ ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

1.1. КРАТКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ  
ПАРОТУРБОСТРОЕНИЯ

Первый прототип аксиальной одноступенчатой активной турбины с расширяющимися соплами (рис. 1.1) был предложен в 1883 г. шведским инженером Густавом Лавалем. В этой турбине расширение пара происходило только в сопловой решетке одной ступени от начального до конечного давления, что обуславливало очень высокие скорости истечения пара из сопловых каналов. Поскольку для наиболее выгодного использования кинетической энергии струи пара окружная скорость рабочих лопаток (как будет показано в гл. 2) должна быть примерно в 2 раза меньше абсолютной скорости истечения пара из сопла, турбины Лавала должны были иметь чрез-

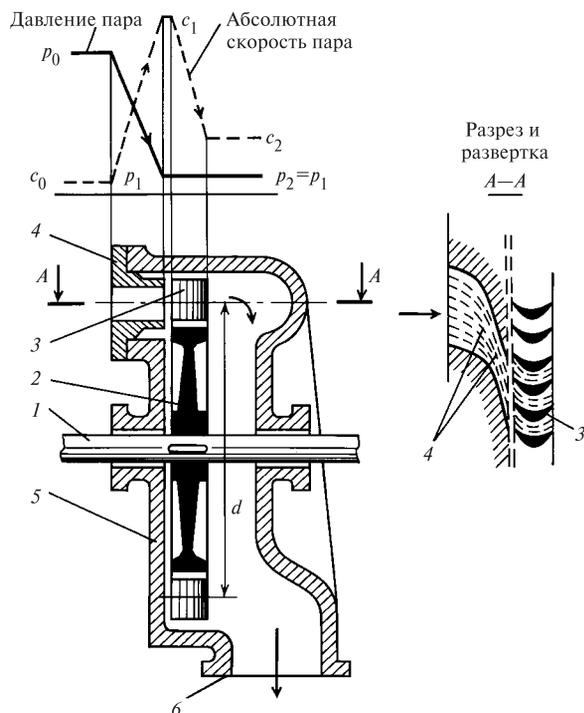


Рис. 1.1. Схематический разрез одноступенчатой активной турбины:

1 — вал; 2 — диск; 3 — рабочие лопатки; 4 — сопловая решетка; 5 — корпус; 6 — выпускной патрубок

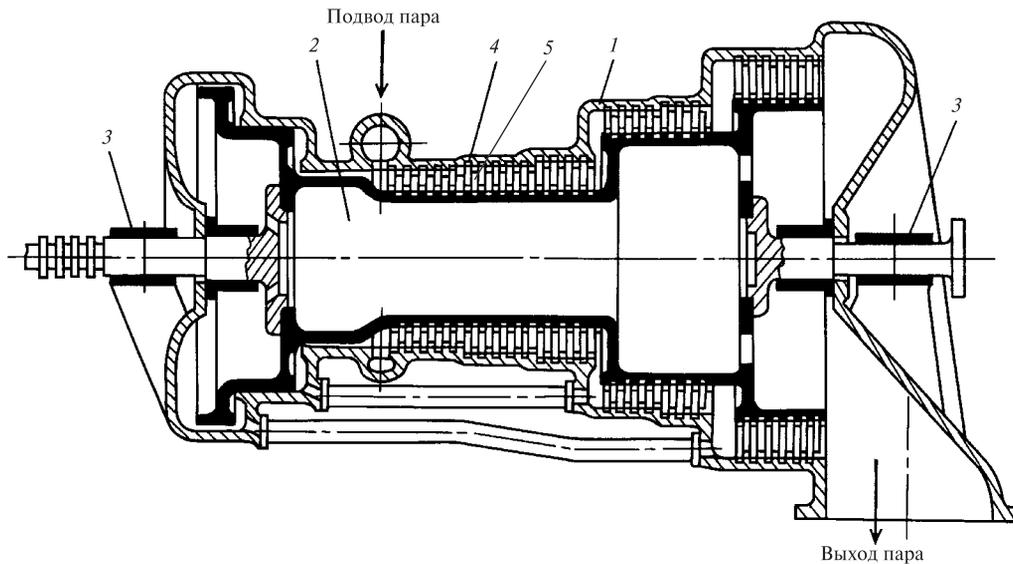
мерно большую окружную скорость, а следовательно, и большую частоту вращения. Так, самые малые из турбин Лавала (диаметр диска 100 мм, мощность около 2,5 кВт) имели частоту вращения  $500 \text{ с}^{-1}$ . Мощность наибольшей из построенных Лавалем турбин не превышала 500 кВт. К тому же эти турбины имели очень низкий КПД.

В 1884 г. английский инженер Чарльз Парсонс предложил многоступенчатую реактивную турбину, расширение пара в которой происходило не в одной, а в ряде следующих друг за другом ступеней, причем не только в сопловых (неподвижных), но и в рабочих (вращающихся) решетках (рис. 1.2), благодаря чему стала возможна работа машины со значительно меньшими, чем в турбине Лавала, скоростями пара на выходе из сопловых решеток и соответственно с меньшими окружными скоростями рабочих лопаток.

В конце XIX в. в связи с развитием электрических машин и широким внедрением электроэнергии развитие паротурбостроения пошло быстрыми темпами. Первые паровые турбины в России начали выпускать в 1907 г. на Металлическом заводе в Петербурге.

Развитие паротурбостроения в СССР было тесно связано с электрификацией страны. В 1920 г. по инициативе В.И. Ленина был разработан и принят грандиозный государственный план электрификации России — ГОЭЛРО, по которому главную долю электроэнергии должны были вырабатывать тепловые электростанции, имеющие в качестве двигателей для привода электрических генераторов паровые турбины.

Первая советская паровая турбина построена в 1924 г. на ЛМЗ. Она была рассчитана на начальные параметры пара 1,1 МПа ( $11 \text{ кгс/см}^2$ ),  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  и имела мощность 2000 кВт. В 1926 г. ЛМЗ была выпущена турбина мощностью 10 тыс. кВт при частоте вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ , в 1930 г. — турбина мощностью 24 тыс. кВт при частоте вращения  $50 \text{ с}^{-1}$  на начальные параметры пара 2,55 МПа ( $26 \text{ кгс/см}^2$ ) и  $375 \text{ }^\circ\text{C}$ , а в 1931 г. — турбина мощностью 50 тыс. кВт при частоте вращения  $25 \text{ с}^{-1}$  на параметры пара 2,85 МПа ( $29 \text{ кгс/см}^2$ ) и  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ .



**Рис. 1.2. Многоступенчатая реактивная турбина:**

1 — корпус; 2 — барабанный ротор; 3 — подшипник; 4 — сопловые лопатки одной из ступеней; 5 — рабочие лопатки одной из ступеней

В 1934 г. вступил в строй ХТЗ. Он начал изготавливать турбины мощностью 50 и 100 МВт при частоте вращения  $25 \text{ с}^{-1}$  на параметры пара 2,85 МПа ( $29 \text{ кгс/см}^2$ ) и  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ . Перед началом Великой Отечественной войны в Свердловске был построен турбомоторный завод (ТМЗ им. К.Е. Ворошилова), который выпускает теплофикационные турбины с регулируемыми отборами пара мощностью 12, 25, 50, 100 и 250 МВт.

В 1950 г. вступил в строй КТЗ, изготавливающий турбины небольшой мощности на параметры пара 3,43 МПа ( $35 \text{ кгс/см}^2$ ),  $435 \text{ }^\circ\text{C}$  и 8,8 МПа ( $90 \text{ кгс/см}^2$ ),  $535 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Сразу же после окончания Великой Отечественной войны наши заводы начали выпускать турбины высокого давления на параметры пара 8,8 МПа ( $90 \text{ кгс/см}^2$ ),  $500 \text{ }^\circ\text{C}$  мощностью 25, 50 и 100 МВт при частоте вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ . В 1952 г. ЛМЗ выпустил турбину мощностью 150 МВт на начальные параметры пара 16,6 МПа ( $170 \text{ кгс/см}^2$ ),  $550 \text{ }^\circ\text{C}$  с промежуточным перегревом до  $520 \text{ }^\circ\text{C}$ , которая в то время была самым мощным в Европе одновальным агрегатом.

В 1958 г. выпущены головные образцы турбин ЛМЗ типа К-200-130 и ХТЗ типа К-150-130 мощностью 200 и 150 МВт на параметры пара 12,8 МПа ( $130 \text{ кгс/см}^2$ ),  $565 \text{ }^\circ\text{C}$ , а в 1960 г. — головные образцы турбин ЛМЗ и ХТЗ типа К-300-240 мощно-

стью 300 МВт с начальными сверхкритическими параметрами пара 23,5 МПа ( $240 \text{ кгс/см}^2$ ),  $560 \text{ }^\circ\text{C}$  и промежуточным перегревом до  $565 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В 1965 г. на ЛМЗ была выпущена двухвальная турбина мощностью 800 МВт, а на ХТЗ — одновальная турбина мощностью 500 МВт на параметры пара 23,5 МПа ( $240 \text{ кгс/см}^2$ ) и  $540 \text{ }^\circ\text{C}$  с промежуточным перегревом до  $540 \text{ }^\circ\text{C}$ . Начиная с 1969 г. ЛМЗ производит одновальные турбины типа К-800-240 мощностью 800 МВт на те же параметры пара.

С 1971 г. ТМЗ выпускает теплофикационные турбины типа Т-250-240 мощностью 250 МВт на сверхкритические параметры пара 23,5 МПа ( $240 \text{ кгс/см}^2$ ),  $540 \text{ }^\circ\text{C}$  с промежуточным перегревом до  $540 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В 1978 г. ЛМЗ изготовил уникальную одновальную турбину типа К-1200-240 мощностью 1200 МВт при частоте вращения  $50 \text{ с}^{-1}$  на начальные параметры пара 23,5 МПа ( $240 \text{ кгс/см}^2$ ),  $540 \text{ }^\circ\text{C}$  с промежуточным перегревом до  $540 \text{ }^\circ\text{C}$ , которая при отключении подогревателей высокого давления была рассчитана на повышение мощности до 1400 МВт и являлась самой крупной одновальной турбиной в мире.

Для атомных электростанций в 70—80-х годах ХТЗ выпустил паровые турбины типов К-70-29 мощностью 70 МВт, К-220-44 мощностью 225 МВт, К-500-65/3000 мощностью 500 МВт на частоту вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ , К-500-60/1500 мощностью 500 МВт на частоту вращения  $25 \text{ с}^{-1}$  и К-1000-60/1500 мощно-

стью 1030 МВт на частоту вращения  $25 \text{ с}^{-1}$ , а ЛМЗ — турбину К-1000-60/3000 мощностью 1000 МВт на частоту вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ .

Кроме ЛМЗ и ТМЗ, выпускающих турбины большой мощности, в России имеются заводы, изготавливающие турбины средней и малой мощности. Это Невский завод, поставляющий турбины для привода воздуходувок и компрессоров, КТЗ, выпускающий турбины для привода питательных насосов мощностью от 1,5 до 12 МВт с параметрами пара 3,4 МПа, 435 °С, турбины мощностью 12 и 25 МВт с одним или двумя регулируемыми отборами пара на начальные параметры 8,8 МПа, 535 °С, а также турбины для геотермальной энергетики.

## 1.2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И КОНСТРУКЦИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Паровая турбина является тепловым двигателем, в котором часть тепловой энергии пара превращается в механическую работу, передаваемую приводимой машине (электрическому генератору, питательному насосу, компрессору, вентилятору и др.).

Всякая турбина состоит из неподвижных и вращающихся частей. Совокупность всех неподвижных частей принято называть *статором* турбины, а вращающихся — *ротором*. Рассмотрим типичную конструкцию одноцилиндровой конденсационной турбины К-50-8,8 мощностью 50 МВт с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С (рис. 1.3). В этой турбине применен комбинированный ротор. Первые 19 дисков, работающих в зоне высокой температуры, откованы как одно целое с валом турбины, последние три диска — насадные. Применение насадных дисков в зоне высокой температуры, как правило, не допускается во избежание ослабления натяга их на валу из-за ползучести. Выполнение же трех последних дисков цельноковаными потребовало бы увеличения диаметра поковки ротора.

Совокупность неподвижной сопловой решетки, закрепленной в сопловых коробках или диафрагмах, со своей вращающейся рабочей решеткой, закрепленной на следующем по ходу пара диске, принято называть *ступенью турбины*. Проточная часть рассматриваемой одноцилиндровой турбины состоит из 22 ступеней, из которых первая называется *регулирующей*, вторая — *первой нерегулируемой*, а все остальные, кроме последней, — *промежуточными*.

В каждой сопловой решетке поток пара ускоряется в сопловых каналах специально выбранного профиля и приобретает необходимое направление для безударного входа в каналы между рабочими лопатками. Усилия, развиваемые потоком пара на рабочих лопатках, вращают диски и связанный с

ними вал, который передает вращающий момент ротора турбины на приводимую машину (генератор, воздуходувку и др.).

По мере понижения давления пара при прохождении от первой к последней ступени удельный объем его сильно растет, что требует увеличения проходных сечений сопловых и рабочих решеток и соответственно высоты лопаток и среднего диаметра ступеней.

К переднему торцу ротора прикреплен приставной конец вала, на котором установлены бойки двух предохранительных выключателей (датчики автомата безопасности 22), воздействующие на стопорный и регулирующие клапаны, которые прекращают доступ пара в турбину при повышении частоты вращения ротора на 10—12 % по сравнению с расчетной.

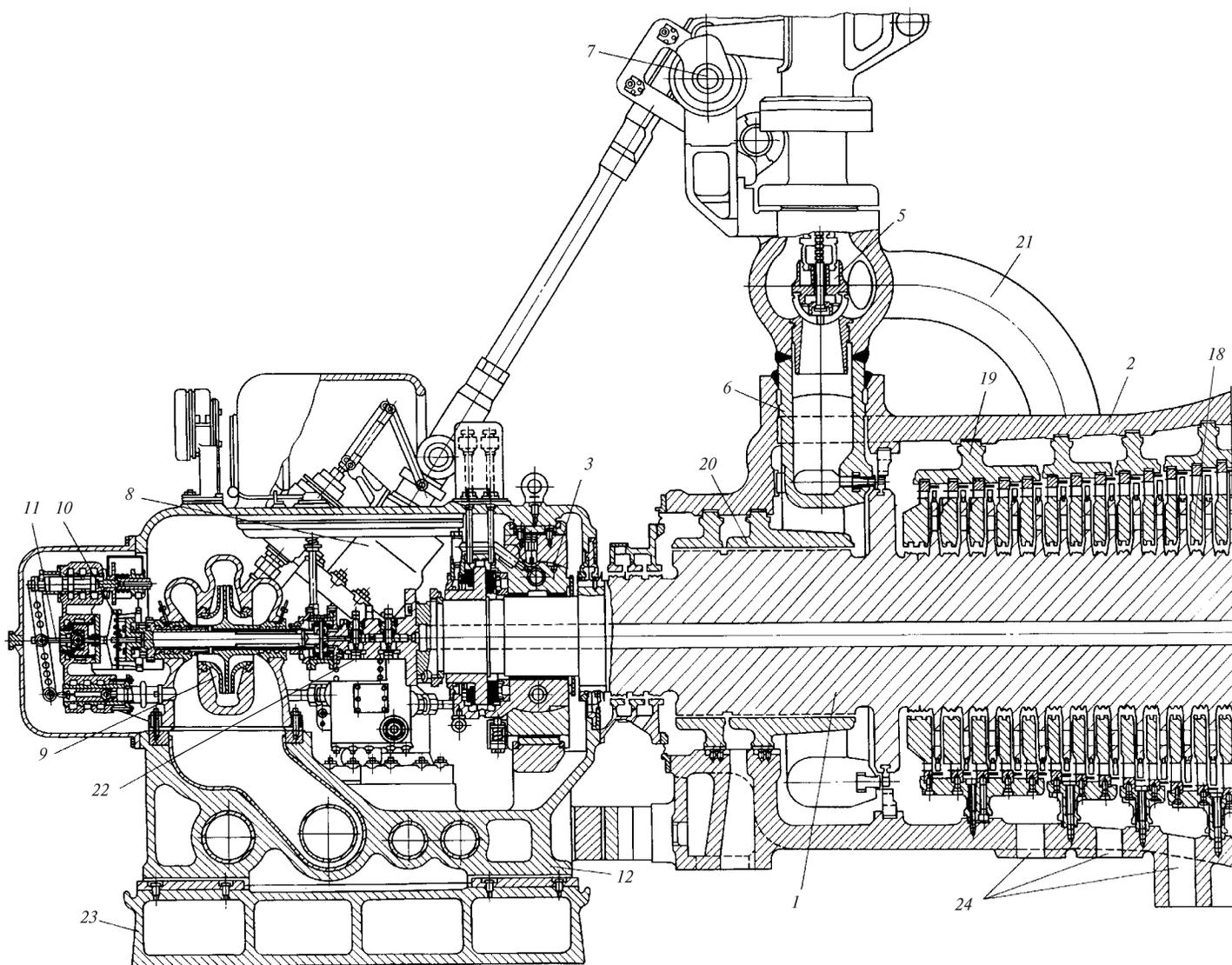
Приставной конец вала с помощью гибкой муфты соединен с валом главного масляного насоса, корпус которого своим всасывающим патрубком прикреплен к приливу картера переднего подшипника.

Главный масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбины и генератора (при давлении 0,15 МПа) и в систему регулирования (при давлении 2 МПа), обеспечивающую автоматическое поддержание заданной частоты вращения ротора турбины. Датчиком частоты вращения является быстроходный упругий регулятор скорости, установленный на конце вала насоса. Со стороны выхода пара ротор турбины соединен полугибкой муфтой с ротором генератора.

Статор турбины состоит из корпуса, в который вварены сопловые коробки, соединенные с помощью сварки с клапанными коробками, установлены обоймы концевых уплотнений, обоймы диафрагм, сами диафрагмы и их уплотнения. Корпус этой турбины кроме обычного горизонтального разреза имеет два вертикальных разреза, разделяющих его на переднюю, среднюю части и выходной патрубок. Передняя часть корпуса — литая, средняя и выходной патрубок — сварные.

К неподвижным частям турбины относятся также картеры ее подшипников. В переднем картере расположен опорно-упорный подшипник, в заднем — опорные подшипники роторов турбины и генератора.

Передний картер установлен на фундаментной раме и при тепловом расширении корпуса турбины может свободно перемещаться по ней. Задний же картер выполнен заодно с выходным патрубком турбины, который при тепловых расширениях остается неподвижным благодаря его фиксации в точке, образованной пересечением поперечной и продольной шпонок, называемой *фиксунктом*.



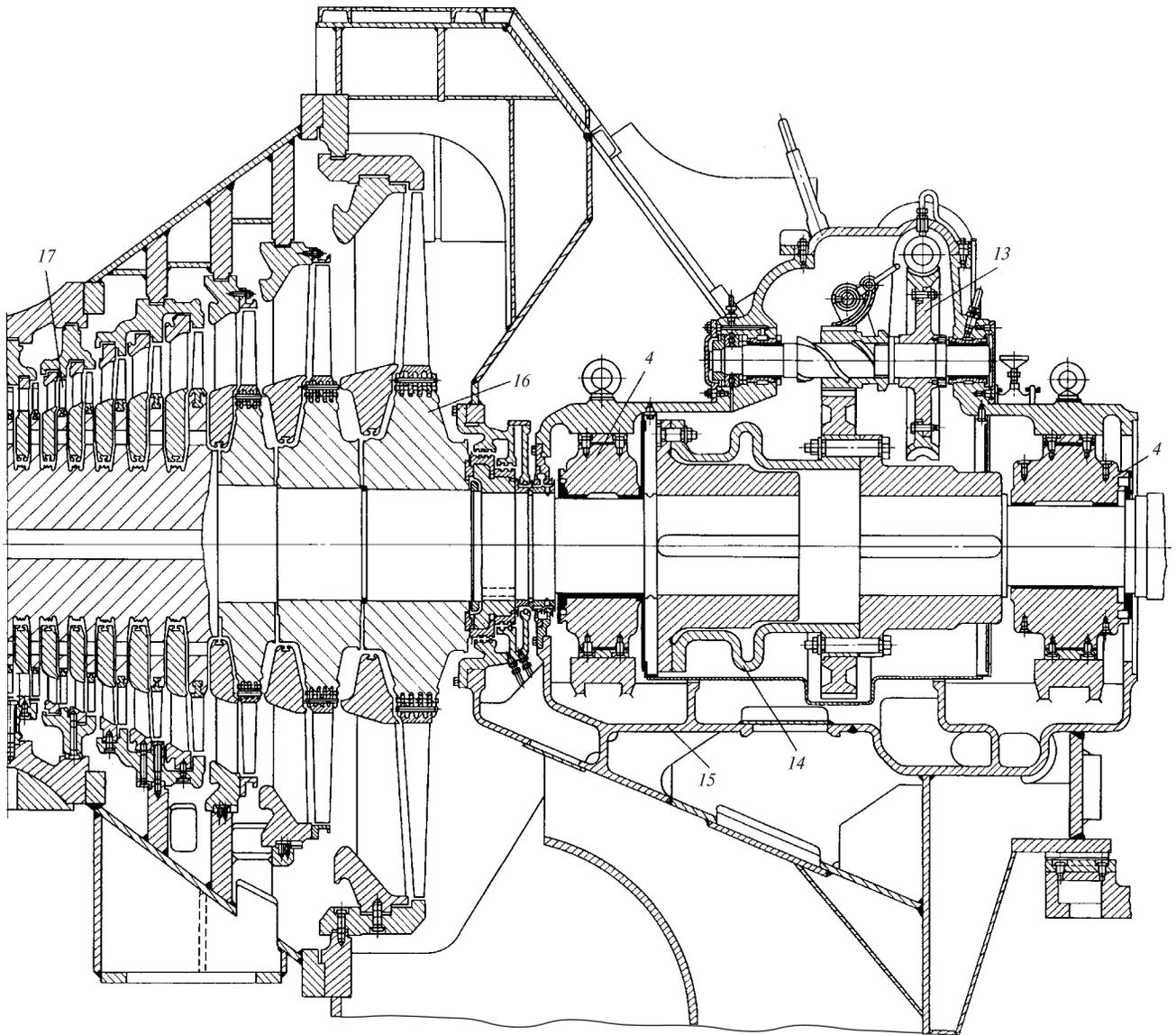
**Рис. 1.3. Продольный разрез турбины К-50-8,8:**

1 — ротор турбины; 2 — корпус турбины; 3 — опорно-упорный подшипник; 4 — опорный подшипник; 5 — регулирующий клапан; 6 — сопловая коробка; 7 — кулачковый вал; 8 — сервомотор; 9 — главный масляный насос; 10 — регулятор скорости; 11 — следящий золотник; 12 — картер переднего подшипника; 13 — валоповоротное устройство; 14 — соединительная муфта; 15 — выходной патрубок турбины; 16 — насадные диски; 17 — рабочие лопатки; 18 — диафрагмы; 19 — обоймы диафрагм; 20 — обоймы переднего концевой уплотнения; 21 — перепускная труба (от стопорного к регулируемому клапану); 22 — датчики автомата безопасности; 23 — фундаментная рама; 24 — патрубки отборов пара на регенерацию

Передняя часть корпуса турбины соединена с передним картером с помощью специальных лап, предусмотренных на корпусе, и поперечных шпонок, установленных на боковых приливах картера. Благодаря такому соединению тепловые расширения корпуса турбины при прогреве и тепловые укорочения его при остывании полностью передаются переднему картеру, который, скользя по фундаментной раме, с помощью упорного подшипника

перемещает ротор на размер теплового удлинения или укорочения корпуса, что обеспечивает неизменность в допустимых пределах осевых зазоров в проточной части турбины между вращающимися и неподвижными элементами.

В заднем картере турбины расположено валоповоротное устройство, предназначенное для медленного вращения ротора при пуске и остановке турбины. Оно состоит из электродвигателя, к



ротору которого присоединен червяк, входящий в зацепление с червячным колесом, насаженным на промежуточный валик. На винтовой шпонке этого валика установлена ведущая цилиндрическая шестерня, которая при включении валоповоротного устройства входит в зацепление с ведомой цилиндрической шестерней, сидящей на фланце полумуфты. После подачи пара в турбину частота вращения ротора повышается и ведущая шестерня автоматиче-

чески выходит из зацепления из-за проворачивания ее по винтовой шпонке.

Основным назначением валоповоротного устройства является предотвращение теплового искривления ротора и нагрева баббитовой заливки подшипников при остывании и пуске турбины.

Устройства автоматического регулирования турбин и их маслоснабжения будут детально освещены в гл. 9 и 10. Здесь лишь перечислим основные

узлы системы регулирования турбины К-50-90: четыре клапана, регулирующих подачу пара в турбину, распределительный кулачковый вал, поворачиваемый зубчатой рейкой поршневого сервомотора, получающего импульс от регулятора частоты вращения и открывающего или закрывающего клапаны. Профили кулачков выполнены таким образом, что регулирующие клапаны открываются поочередно один за другим. Такое последовательное открытие или закрытие их позволяет исключить дросселирование пара, проходящего через полностью открытые клапаны при сниженных нагрузках турбины, т.е. дросселируется лишь та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.

Эта система парораспределения называется *сопловой* в отличие от *дроссельной*, где все количество пара как при полной, так и при сниженных нагрузках проходит через один или несколько одновременно открывающихся клапанов и, дросселируясь, поступает к соплам первой ступени с пониженным давлением. Понижение давления приводит к уменьшению располагаемого теплосопла и соответственно к снижению экономичности турбины.

Основная потеря теплоты в турбинной установке происходит в ее конденсаторе. Для уменьшения этой потери в корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков регенеративных отборов, через которые пар отбирается из промежуточных ступеней на подогрев питательной воды, подаваемой в котел.

### 1.3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Простейшая теплосиловая установка (рис. 1.4) состоит из питательного насоса 1, котла 2, пароперегревателя 3, паровой турбины 4, конденсатора 5 и электрического генератора 6. Рабочим телом ее является водяной пар.

Если эту установку выполнить без пароперегревателя, в турбину будет поступать насыщенный пар.

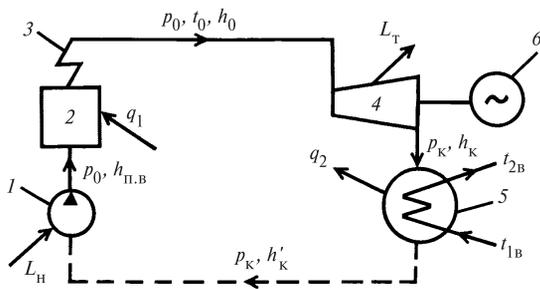


Рис. 1.4. Принципиальная схема теплосиловой установки

В этом случае технически возможно осуществить цикл Карно. Действительно, для влажного пара изобарные процессы подвода теплоты в котле и отвода ее путем конденсации части отработавшего пара являются также и изотермическими.

Цикл Карно для влажного пара изображен в  $T, s$ -диаграмме (рис. 1.5). На этой диаграмме линия 3—4 означает адиабатное сжатие в специальном компрессоре сильно увлажненного пара до его полной конденсации, 4—1 — испарение воды в котле, 1—2 — адиабатное расширение пара в турбине, 2—3 — частичную конденсацию пара в специальном конденсаторе.

Учитывая, что подвод теплоты  $q_1$  и отвод ее  $q_2$  в этом цикле производятся при постоянном давлении, находим теоретические значения  $q_{1\text{теор}}$  и  $q_{2\text{теор}}$ :

$$q_{1\text{теор}} = h_1 - h_4; \quad q_{2\text{теор}} = h_2 - h_3.$$

Следовательно, полезная теоретическая внешняя работа

$$L = q_{1\text{теор}} - q_{2\text{теор}} = (h_1 - h_4) - (h_2 - h_3) = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3),$$

где  $h_1 - h_2 = L_{\text{расш}}$  — полезная теоретическая работа, производимая 1 кг пара при его адиабатном расширении в турбине;  $h_4 - h_3 = L_{\text{сж}}$  — теоретически затрачиваемая работа на сжатие 1 кг влажного пара в компрессоре.

Работа сжатия влажного пара до его конденсации во много раз превышает работу сжатия воды. Так, например, при адиабатном сжатии влажного водяного пара от давления 0,1 МПа до давления 3 МПа, при котором он полностью конденсируется, требуется затратить работу, эквивалентную 455 кДж/кг. При адиабатном же сжатии воды от состояния насыщения при 0,1 МПа до давления 3 МПа необходимо затратить работу, эквивалентную всего лишь 2,75 кДж/кг, т.е. меньшую в 165 раз.

Вследствие преимуществ полной конденсации влажного пара цикл Карно в чистом виде в паросиловых установках не применяется. Вместо него применяется цикл с полной конденсацией отработавшего пара в конденсаторе, называемый *циклом*

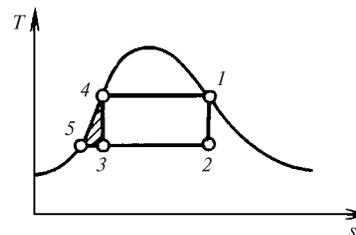
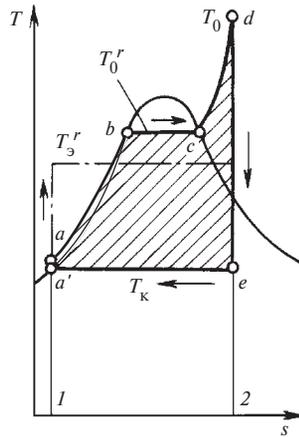


Рис. 1.5. Циклы Карно и Ренкина для влажного пара в  $T, s$ -диаграмме

Рис. 1.6. Идеальный цикл теплосилового устройства (цикл Ренкина) в  $T, s$ -диаграмме



Ренкина (для влажного пара, рис. 1.5, контур 12541). Принципиальная схема установки, работающей по циклу Ренкина, приведена на рис. 1.4. Идеальный цикл Ренкина для теплосилового устройства, работающей на перегретом паре, изображен в  $T, s$ -диаграмме на рис. 1.6. На этой диаграмме показаны:  $a'a$  — процесс адиабатного сжатия воды в питательном насосе;  $ab$  — процесс нагрева воды в котле до температуры кипения;  $bc$  — испарение воды в котле;  $cd$  — перегрев пара в перегревателе;  $de$  — изэнтропийное расширение пара в турбине;  $ea'$  — конденсация отработавшего пара в конденсаторе.

Процессы нагрева, испарения и перегрева воды в котле происходят при постоянном давлении. Следовательно, все количество теплоты  $q_1$ , переданное 1 кг воды и пара, целиком идет на повышение энтальпии рабочего тела от энтальпии питательной воды  $h_{п.в.}$  до энтальпии свежего пара  $h_0$  и равно их разности:

$$q_1 = h_0 - h_{п.в.}$$

Это количество теплоты в  $T, s$ -диаграмме изображается площадью фигуры  $abcd21$ .

Из турбины пар поступает в конденсатор, где при постоянном давлении конденсируется и отдает теплоту  $q_2$  охлаждающей воде. Эту теплоту можно определить как разность энтальпий отработавшего пара при изэнтропийном расширении его в турбине  $h_{кт}$  и конденсата  $h'_к$  (в идеальном цикле Ренкина):

$$q_2 = h_{кт} - h'_к.$$

Это количество теплоты в  $T, s$ -диаграмме изображается площадью прямоугольника  $1a'e21$ .

Полезная теоретическая работа, осуществляемая 1 кг пара, равна разности между подведенной и отведенной теплотой:

$$\begin{aligned} L &= q_1 - q_2 = (h_0 - h_{п.в.}) - (h_{кт} - h'_к) = \\ &= (h_0 - h_{кт}) - (h_{п.в.} - h'_к). \end{aligned} \quad (1.1)$$

Разность энтальпий  $h_0 - h_{кт}$  представляет собой работу, производимую 1 кг пара в идеальной турбине. Разность энтальпий  $h_{п.в.} - h'_к$  есть работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воды в питательном насосе.

Полезная теоретическая работа, совершаемая 1 кг пара, эквивалентна площади заштрихованной фигуры в  $T, s$ -диаграмме. Отношение этой работы к подведенной теплоте называется *абсолютным*, или *термическим*, КПД идеальной установки:

$$\eta_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{кт}) - (h_{п.в.} - h'_к)}{h_0 - h_{п.в.}}. \quad (1.2)$$

Вычитая и прибавляя в знаменателе этого выражения величину  $h'_к$ , получаем

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{кт}) - (h_{п.в.} - h'_к)}{(h_0 - h'_к) - (h_{п.в.} - h'_к)}.$$

Если экономичность турбинной установки рассматривать без учета работы питательного насоса, то абсолютный КПД идеального цикла

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{кт}}{h_0 - h'_к} = \frac{H_0}{h_0 - h'_к}, \quad (1.3)$$

где величину  $H_0 = h_0 - h_{кт}$  принято называть *располагаемым теплоперепадом* турбины.

Значения располагаемого теплоперепада  $H_0$  удобно определять при помощи  $h, s$ -диаграммы (рис. 1.7). Для этого на ней находят начальную энтальпию  $h_0$ , соответствующую точке  $d$  пересечения линий заданных начальных параметров пара перед турбиной  $p_0$  и  $t_0$ . Из этой точки проводят вертикальную линию изэнтропийного расширения пара в турбине до заданного конечного давления  $p_k$ . Длина

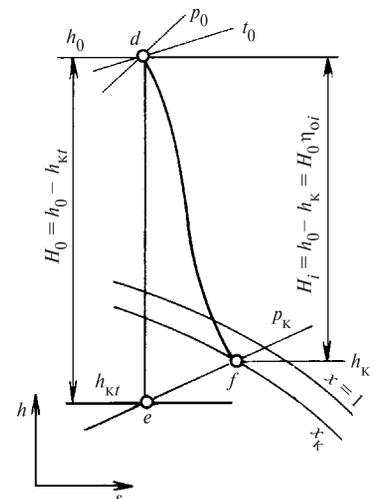


Рис. 1.7. Процесс расширения пара в турбине в  $h, s$ -диаграмме



в котле, называется *абсолютным эффективным КПД* турбоустановки:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q} = \frac{N_i N_e}{Q N_i} = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = \eta_t \eta_{oe}. \quad (1.12)$$

Отношение мощности на зажимах электрического генератора  $N_e$  к эффективной мощности  $N_e$  называется *КПД электрического генератора*  $\eta_{э.г}$ :

$$\eta_{э.г} = N_e / N_e. \quad (1.13)$$

Отношение электрической мощности генератора к теоретической мощности идеальной турбины называется *относительным электрическим КПД* турбоагрегата:

$$\eta_{о.э} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_e N_3}{N_0 N_e} = \eta_{oe} \eta_{э.г} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{э.г}. \quad (1.14)$$

Произведение абсолютного (термического) КПД на относительный электрический называется *абсолютным электрическим КПД* турбоустановки:

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{о.э} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_{э.г}. \quad (1.15)$$

Из (1.15) следует, что существуют два пути повышения экономичности турбоустановки. Первый путь направлен на увеличение термического КПД цикла за счет повышения разности средней температуры подвода теплоты в котле и температуры, при которой отводится теплота в конденсаторе. Второй путь заключается в совершенствовании конструкций турбины и генератора, главным образом в уменьшении потерь в проточной части турбины, механических потерь и потерь в генераторе.

Классификация КПД и мощностей турбин и турбинных установок приведена в табл. 1.1.

При оценке эффективности электрической станции в целом необходимо дополнительно учитывать потери теплоты в котле, расход энергии на привод

Таблица 1.1. Мощности и КПД турбин и турбинных установок

КПД	Относительный КПД	Абсолютный КПД	Мощность
Идеальной турбины	1	$\eta_t = \frac{H_0}{h_0 - h'_k}$	$N_0 = GH_0$
Внутренний	$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$N_i = GH_i = N_0 \eta_{oi}$
Эффективный	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$N_e = GH_i \eta_m = N_0 \eta_{oe}$
Электрический	$\eta_{о.э} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{э.г}$	$\eta_3 = \eta_t \eta_{о.э}$	$N_3 = GH_i \eta_m \eta_{э.г} = N_0 \eta_{о.э}$

питательных насосов, потери давления и теплоты в паропроводах и др.

Удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч электроэнергии

$$d_3 = \frac{3600}{H_0 \eta_{о.э}}. \quad (1.16)$$

Экономичность конденсационных турбоустановок, кДж/(кВт·ч), как правило, оценивается по удельному расходу теплоты на один выработанный киловатт-час и подсчитывается по формуле

$$q_3 = d_3 (h_0 - h'_k) = \frac{3600}{\eta_3},$$

где  $h_0$  — энтальпия свежего пара, кДж/кг;  $h'_k$  — энтальпия конденсата отработавшего пара, кДж/кг.

Поскольку 1 кВт = 1 кДж/с, отношение расхода теплоты, выраженного в килоджоулях в секунду, к 1 кВт является безразмерной величиной

$$q_3 = 1/\eta_3, \quad (1.17)$$

представляющей собой обратную величину абсолютного электрического КПД.

#### 1.4. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА КПД ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА

Характер зависимости термического КПД от параметров пара в различных точках цикла проще всего установить из рассмотрения цикла в  $T, s$ -диаграмме. При этом для большей наглядности целесообразно заменить цикл Ренкина эквивалентным циклом Карно.

В цикле Ренкина подвод теплоты при нагреве питательной воды до температуры насыщения (линия  $ab$  на рис. 1.6), при ее испарении (линия  $bc$ ) и перегреве пара (линия  $cd$ ) осуществляется при разных температурах. Отвод же теплоты в конденсаторе в зоне влажного пара в этом цикле, как и в цикле Карно, происходит при постоянной температуре  $T_k$  (линия  $ea'$ ). Следовательно, чтобы заменить цикл Ренкина эквивалентным циклом Карно, достаточно переменной температуру  $T$  на участке подвода теплоты заменить эквивалентной постоянной температурой  $T_3$  (см. рис. 1.6), при которой площадь фигуры, ограниченной контуром эквивалентного цикла, будет равна площади фигуры, ограниченной контуром цикла Ренкина, т.е. КПД цикла Ренкина  $\eta_t$  будет равен КПД эквивалентного цикла Карно  $\eta_k$ :

$$\eta_t = \eta_k = (T_3 - T_k) / T_3, \quad (1.18)$$

откуда

$$T_3 = T_k / (1 - \eta_t). \quad (1.19)$$

**Влияние давления свежего пара.** Если при неизменных температурах отработавшего  $T_k$  и свежего  $T_0$  пара повысить начальное давление пара  $p_0$ , то вследствие повышения температуры насыщения возрастет эквивалентная температура подвода теплоты от  $T_3$  до  $T_{31}$  (рис. 1.9). Согласно формуле (1.18) это приведет к увеличению абсолютного КПД цикла.

Однако по мере увеличения начального давления эквивалентная температура цикла  $T_3$  вначале возрастает, затем вследствие увеличения доли подводимой теплоты, затрачиваемой на нагрев воды до температуры насыщения, этот рост замедляется, и дальнейшее повышение давления приводит уже к снижению  $T_3$  и экономичности цикла.

Располагаемый теплоперепад турбины  $H_0$ , т.е. числитель в формуле (1.3), с ростом  $p_0$  увеличивается до тех пор, пока в  $h, s$ -диаграмме касательная  $ab$  к изотерме  $t_0 = \text{const}$  не станет параллельной участку изобары  $p_k = \text{const}$  (рис. 1.10). При дальнейшем повышении  $p_0$  теплоперепад начинает уменьшаться (рис. 1.11).

Как видно из  $h, s$ -диаграммы (см. рис. 1.10), энтальпия свежего пара  $h_0$  при  $t_0 = \text{const}$  с ростом давления  $p_0$  понижается. Этим и объясняется тот факт, что максимум КПД  $\eta_t$  достигается при более высоком давлении пара  $p_0$ , чем максимум теплоперепада  $H_0$ .

Повышение начального давления пара  $p_0$  при заданной температуре  $t_0$  и неизменном конечном давлении  $p_k$ , как видно из  $T, s$ -диаграммы (см. рис. 1.9) и  $h, s$ -диаграммы (см. рис. 1.10), вызывает увеличение его конечной влажности, которая, как будет пока-

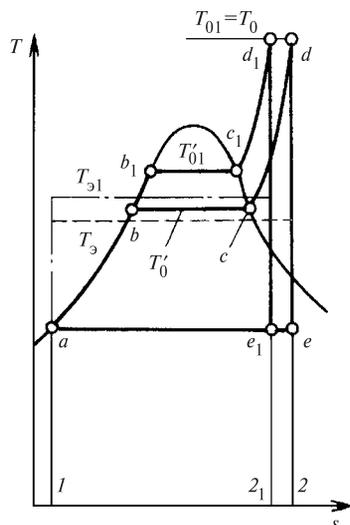


Рис. 1.9. Сравнение идеальных циклов с разными начальными давлениями пара в  $T, s$ -диаграмме

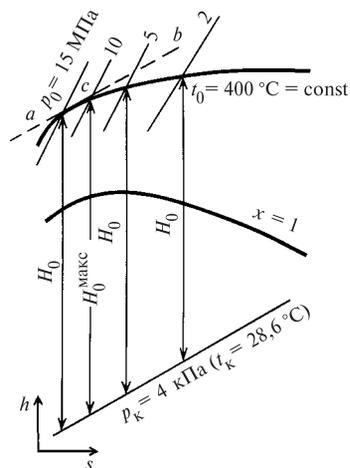


Рис. 1.10. Изменение располагаемого теплоперепада  $H_0$  в зависимости от начального давления  $p_0$  при неизменной начальной температуре и конечном давлении  $p_k$ :  $ab$  — линия, параллельная изобаре  $p_k$  и касательная к изотерме  $t_0$

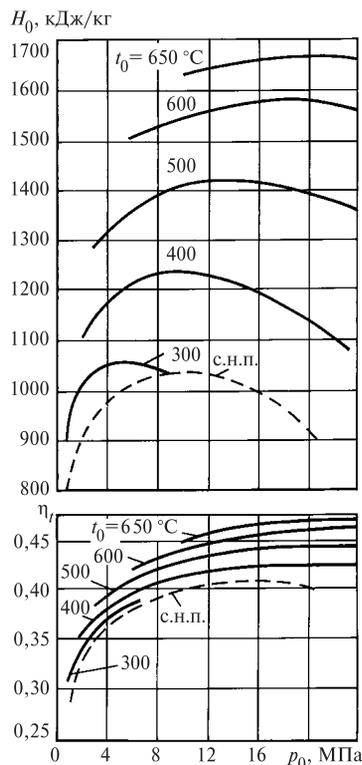


Рис. 1.11. Влияние начального давления  $p_0$  на располагаемый теплоперепад  $H_0$  и абсолютный КПД идеального цикла  $\eta_t$  при постоянном давлении отработавшего пара  $p_k = 4$  кПа (с.н.п. — сухой насыщенный пар)

зано в гл. 3, приводит к снижению относительного внутреннего КПД турбины  $\eta_{oi}$  и эрозии рабочих лопаток. Поэтому при повышении начального давления следует увеличивать также и начальную температуру либо применять промежуточный (вторичный) перегрев пара. Например, для конденсационных турбин без промежуточного перегрева при давлении свежего пара  $p_0 = 3,5 \dots 4$  МПа начальная температура должна быть не ниже  $t_0 = 400 \dots 435$  °С, а при давлении  $p_0 = 9$  МПа — не ниже 500 °С.

**Влияние температуры пара.** Влияние начальной температуры пара на термический КПД цикла легко выясняется при помощи  $T, s$ -диаграммы. Повышение начальной температуры от  $T_0$  до  $T_{01}$  (рис. 1.12) приводит к возрастанию средней температуры подвода теплоты от  $T_3$  до  $T_{31}$  при неизменной температуре отвода ее  $T_k$  и к соответствующему увеличению КПД цикла. В этом особенно легко убедиться, если рассматривать повышение температуры как присоединение дополнительного цикла  $2dd_12_12$  к исходному циклу  $abcd21$ . Поскольку в исходном цикле средняя температура подвода теплоты  $T_3$  ниже, чем в присоединенном, а температура отвода теплоты в обоих циклах одинакова, термический КПД присоединенного цикла выше, чем первоначального. Следовательно, эквивалентная температура  $T_{31}$  и термический КПД нового цикла, состоящего из исходного и присоединенного циклов, будут выше, чем исходного.

Если процесс расширения заканчивается в зоне влажного пара, то по мере повышения начальной температуры пара уменьшается степень влажности его в последних ступенях турбины. Благодаря этому одновременно с повышением термического

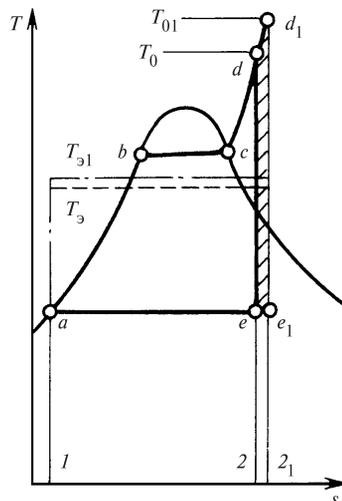


Рис. 1.12. Сравнение идеальных циклов с разными начальными температурами пара в  $T, s$ -диаграмме

КПД возрастает также и относительный внутренний КПД турбины.

При дальнейшем повышении начальной температуры процесс расширения может закончиться выше пограничной кривой, т.е. в области перегретого пара. В этом случае несколько увеличится средняя температура отвода теплоты. Однако, поскольку изобары в области перегретого пара веерообразно расходятся вправо и вверх, средняя температура подвода теплоты увеличится сильнее, чем средняя температура отвода ее, и поэтому термический КПД цикла возрастет.

Таким образом, повышение начальной температуры пара всегда приводит к увеличению абсолютного КПД цикла. Нетрудно убедиться с помощью  $h, s$ -диаграммы в том, что повышение начальной температуры перегретого пара всегда сопровождается также возрастанием располагаемого теплоперепада (рис. 1.13).

Перегрев пара до 545 °С широко используется в современной теплоэнергетике для повышения КПД. Дальнейшее повышение температуры пере-

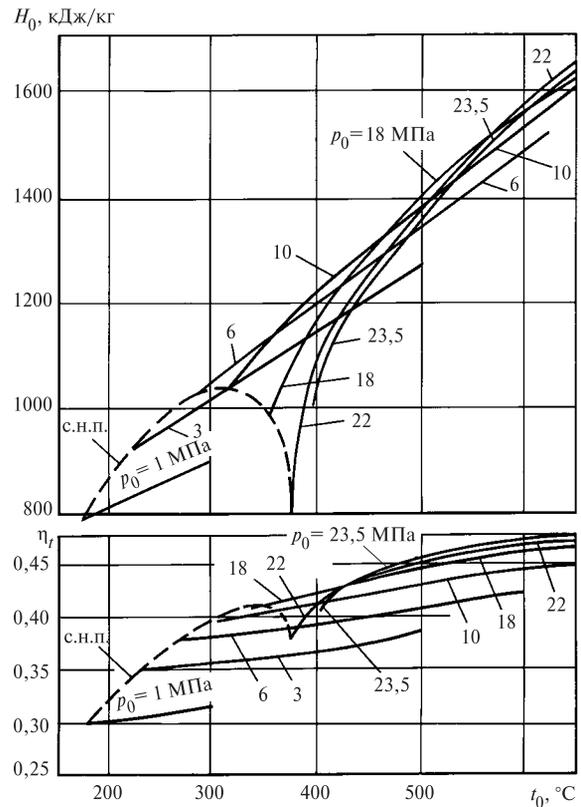


Рис. 1.13. Влияние начальной температуры пара  $t_0$  на располагаемый теплоперепад  $H_0$  и абсолютный КПД идеального цикла  $\eta_r$  при постоянном конечном давлении  $p_k = 4$  кПа (с.н.п. — сухой насыщенный пар)

грева в основном сдерживалось возможностями металлургии и было связано с заметным удорожанием электростанции, поскольку оно требует применения дорогостоящих жаропрочных сталей для пароперегревателей, паропроводов и деталей головной части турбины. Однако в настоящее время осуществляется переход к перегреву пара до 600 °С и выше.

**Влияние конечного давления.** Уменьшение давления отработавшего пара  $p_k$  при неизменных начальных параметрах  $p_0$  и  $T_0$  вызывает понижение температуры конденсации пара, а значит, и температуры отвода теплоты  $T_k$ . Понижение же средней температуры подвода теплоты  $T_3$  при этом настолько мало, что им можно пренебречь. Поэтому уменьшение конечного давления всегда приводит к увеличению средней температурной разности подвода и отвода теплоты, располагаемого теплоперепада и термического КПД цикла.

В этом легко убедиться, если рассмотреть на  $T, s$ -диаграмме два идеальных тепловых цикла, различающихся между собой только конечным давлением пара. Площадь фигуры  $abcdea$  (рис. 1.14), относящейся к первому циклу, больше площади, заключенной в контуре  $a_1bcde_1a_1$ , относящейся ко второму циклу, отличающемуся более высоким конечным давлением пара, на площадь заштрихованной фигуры  $aa_1e_1ea$ . Следовательно, располагаемый теплоперепад в первом цикле больше, чем во втором, на величину

$$\Delta H_0 = (T_{k1} - T_k)(s_0 - s'_k).$$

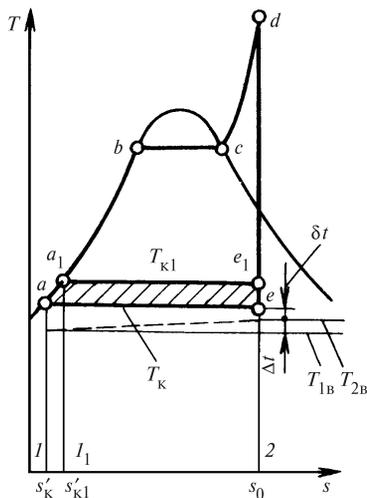


Рис. 1.14. Сравнение идеальных тепловых циклов с разными конечными давлениями в  $T, s$ -диаграмме

Увеличение располагаемого теплоперепада при понижении конечного давления ясно можно видеть также из  $h, s$ -диаграммы.

Теоретический предел понижения давления в цикле определяется температурой насыщения при конечном давлении  $p_k$ , которая должна быть не ниже температуры окружающей среды. В противном случае будет невозможна передача теплоты, выделяющейся при конденсации пара, окружающей среде. Практически же для более или менее интенсивного теплообмена между конденсирующимся паром, отдающим теплоту, и охлаждающей водой, воспринимающей эту теплоту, должна существовать конечная разность температур.

Температура насыщения отработавшего пара обычно находится (см. гл. 8) из равенства

$$t_k = t_{1B} + \Delta t + \delta t, \quad (1.20)$$

где  $t_{1B}$  — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор;  $\Delta t$  — нагрев охлаждающей воды в конденсаторе;  $\delta t$  — разность температур насыщения пара  $t_k$  и охлаждающей воды на выходе из конденсатора  $t_{2B}$ , или так называемый температурный напор.

Температура охлаждающей воды  $t_{1B}$  зависит от типа водоснабжения и климатических условий. При прямоточном водоснабжении  $t_{1B}$  принимается равной 10—12 °С, при оборотном водоснабжении  $t_{1B} = 20 \dots 25$  °С.

Нагрев охлаждающей воды  $\Delta t$  определяется из уравнения теплового баланса конденсатора (см. гл. 8):

$$\Delta t = t_{2B} - t_{1B} = \frac{h_k - h'_k}{4,19m}, \quad (1.21)$$

где  $m$  — кратность охлаждения, равная отношению расхода охлаждающей воды к расходу конденсирующегося пара;  $h_k - h'_k$  — разность энтальпий отработавшего пара и его конденсата, т.е. скрытая теплота парообразования; для конденсационных турбин

$$h_k - h'_k = 2200 \dots 2300 \text{ кДж/кг.}$$

Как видно из (1.21), чем больше кратность охлаждения  $m$ , тем меньше нагрев охлаждающей воды  $\Delta t$ , а согласно (1.20) тем ниже температура конденсации  $t_k$ , а следовательно, и давление в конденсаторе. Однако увеличение кратности охлаждения повышает расход энергии на циркуляционные насосы, подающие охлаждающую воду в конденсатор, а достигаемое при этом понижение давления в конденсаторе требует увеличения проходных сечений и размеров последних ступеней турбины, что связано с ее удорожанием. Поэтому кратность охлаждения обычно выбирается в пределах от 50 до 90, чему соответствует нагрев охлаждающей воды в конденсаторе  $\Delta t$  от 11 до 6 °С.

Температурный напор  $\delta t$  зависит от нагрузки поверхности конденсатора, равной количеству пара, конденсирующегося на  $1 \text{ м}^2$  поверхности в единицу времени, от чистоты этой поверхности, воздушной плотности и температуры охлаждающей воды. Обычно  $\delta t = 5 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$  (см. гл. 8).

После подстановки значений  $t_{1в}$ ,  $\Delta t$ ,  $\delta t$  в (1.20) находят температуру насыщения  $t_k$ , по которой затем с помощью таблиц водяного пара определяют давление в конденсаторе.

В современных крупных паровых турбинах давление в конденсаторе составляет  $p_k = 3,5 \dots 4 \text{ кПа}$ , что соответствует температуре насыщения  $26\text{—}29 \text{ }^\circ\text{C}$ .

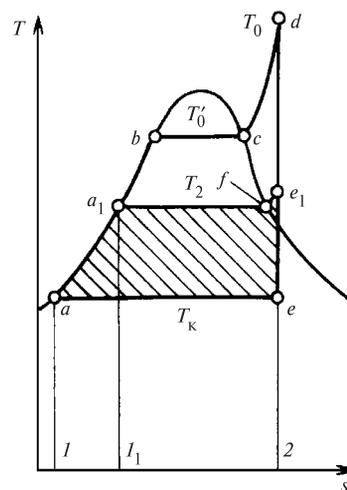
### 1.5. КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

В конденсационной паровой турбине отработавший пар поступает в конденсатор, где он конденсируется и отдает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде. Эта теплота, составляющая  $55\text{—}65\%$  подведенной в котле теплоты, бесполезно теряется, так как температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора лишь незначительно (на  $10\text{—}15 \text{ }^\circ\text{C}$ ) превышает атмосферную.

В то же время для бытовых и технологических нужд (например, для отопления зданий, подогрева и сушки материалов) требуется сравнительно невысокая температура теплоносителя ( $100\text{—}150 \text{ }^\circ\text{C}$ ), которым может служить пар, отработавший в турбине до давления, необходимого тепловому потребителю. В этом случае может быть полностью использована теплота конденсации отработавшего пара в технологических аппаратах для нагрева воды или сушки материалов, а конденсат возвращен в цикл турбинной установки.

Таким образом, одновременная выработка электрической энергии и теплоты в одной и той же теплосиловой установке выгоднее раздельной. В этом легко убедиться, если сравнить идеальные тепловые циклы в  $T, s$ -диаграмме для конденсационной турбины и турбины с противодавлением. В конденсационной турбине теплота отработавшего пара, эквивалентная площади фигуры  $1ae21$  (рис. 1.15), полностью теряется, поскольку она отводится с охлаждающей водой. В турбине же с повышенным давлением отработавшего пара (с противодавлением), которая одновременно с выработкой электроэнергии обслуживает и тепловых потребителей, почти вся теплота отработавшего пара, эквивалентная площади фигуры  $1_1a_1e_121_1$ , может быть

Рис. 1.15. Сравнение идеальных тепловых циклов в  $T, s$ -диаграмме для турбин конденсационной и с противодавлением



использована для удовлетворения нужд тепловых потребителей.

Централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки на тепловых электрических станциях и АЭС электроэнергии и теплоты называется *теплофикацией*.

Теплофикация является одним из важнейших методов снижения удельного расхода топлива на тепловых электростанциях. Поэтому в настоящее время в России около  $50\%$  электроэнергии производится на ТЭЦ, т.е. на станциях, где осуществляется комбинированная выработка электроэнергии и теплоты.

Для покрытия же всей потребности в электроэнергии необходимо кроме теплофикационных турбин иметь конденсационные турбины.

Выигрыш теплоты при комбинированной выработке энергии (рис. 1.16, а) по сравнению с раздельной (рис. 1.16, б) определяется следующим образом. Пусть требуется обеспечить электрическую мощность  $N_э$  и снабдить потребителя теплотой  $Q_{п}$ . Будем считать, что процессы расширения пара в конденсационной турбине и турбине с противодавлением изображаются общей кривой в  $h, s$ -диаграмме (рис. 1.17), а энтальпия питательной воды в обеих установках одинакова и равна  $h'_k$ .

Использованный теплоперепад для турбины с противодавлением обозначим через  $H_i^I = h_0 - h_{п}$ , а для конденсационной турбины — через  $H_i^{II} = h_0 - h_k$  (рис. 1.17).

Для упрощения будем вести расчеты по внутренней мощности  $N_i$ :

$$N_i = \frac{N_э}{\eta_m \eta_{эГ}}$$

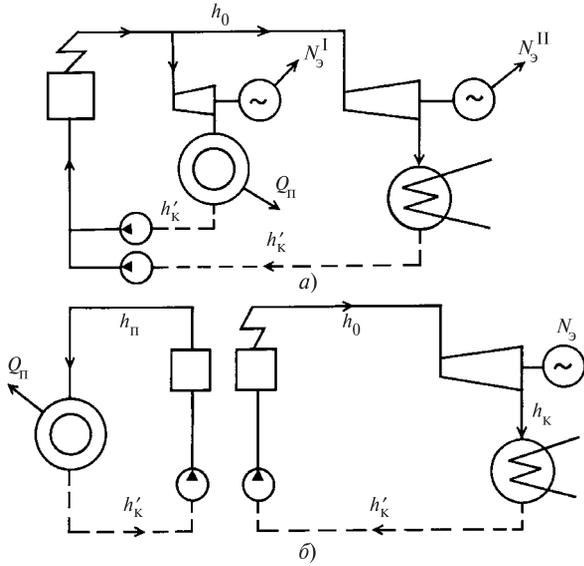


Рис. 1.16. Принципиальные схемы выработки электроэнергии и теплоты с комбинированной (а) и раздельной (б) установками

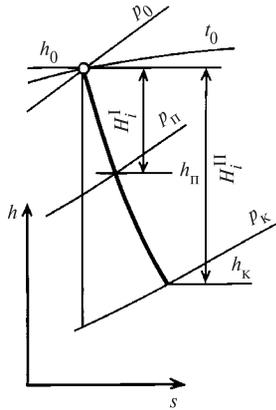


Рис. 1.17. Процессы расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для турбин с противодавлением и конденсационной

Расход пара на выработку электроэнергии конденсационной турбины

$$G^{\text{II}} = N_i / H_i^{\text{II}}.$$

Следовательно, расход теплоты при раздельной выработке электрической энергии и теплоты

$$\begin{aligned} Q_{\text{разд}} &= G^{\text{II}}(h_0 - h'_k) + Q_{\text{II}} = \\ &= \frac{N_i}{H_i^{\text{II}}} (h_0 - h'_k) + Q_{\text{II}} = \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{II}}. \end{aligned} \quad (1.22)$$

Расход пара через турбину с противодавлением для обеспечения теплотой  $Q_{\text{II}}$  теплового потребителя при комбинированной выработке энергии

$$G^{\text{I}} = \frac{Q_{\text{II}}}{h_{\text{II}} - h'_k},$$

а мощность этой турбины соответственно

$$N_i^{\text{I}} = G^{\text{I}}(h_0 - h_{\text{II}}) = Q_{\text{II}} \frac{h_0 - h_{\text{II}}}{h_{\text{II}} - h'_k}.$$

Недостающая доля мощности должна быть выработана конденсационной турбиной:

$$N_i^{\text{II}} = N_i - N_i^{\text{I}}.$$

Для этого потребуется дополнительный расход пара

$$G^{\text{II}} = \frac{N_i^{\text{II}}}{h_0 - h'_k} = \frac{N_i}{h_0 - h'_k} - \frac{Q_{\text{II}}(h_0 - h_{\text{II}})}{(h_0 - h'_k)(h_{\text{II}} - h'_k)}.$$

Таким образом, суммарный расход пара при комбинированной выработке энергии составит  $G_{\text{комб}} = G^{\text{I}} + G^{\text{II}}$ , а расход теплоты соответственно будет равен

$$\begin{aligned} Q_{\text{комб}} &= (G^{\text{I}} + G^{\text{II}})(h_0 - h'_k) = \frac{Q_{\text{II}}(h_0 - h'_k)}{h_{\text{II}} - h'_k} + \\ &+ \frac{N_i(h_0 - h'_k)}{h_0 - h'_k} - \frac{Q_{\text{II}}(h_0 - h_{\text{II}})(h_0 - h'_k)}{(h_0 - h'_k)(h_{\text{II}} - h'_k)} = \\ &= \frac{N_i}{\eta_i} - \frac{Q_{\text{II}}(h_0 - h_{\text{II}})}{\eta_i(h_{\text{II}} - h'_k)} + Q_{\text{II}} \left( \frac{h_0 - h_{\text{II}}}{h_{\text{II}} - h'_k} + 1 \right). \end{aligned} \quad (1.23)$$

Обозначим отношение теплоты  $h_0 - h_{\text{II}}$ , превращенной в работу в турбине с противодавлением, к теплоте  $h_{\text{II}} - h'_k$ , отданной тепловому потребителю 1 кг пара, обработавшего в этой турбине, через  $\chi$ :

$$\chi = \frac{h_0 - h_{\text{II}}}{h_{\text{II}} - h'_k} = \frac{H_i^{\text{I}}}{h_0 - H_i^{\text{I}} - h'_k}. \quad (1.24)$$

Полная затрата теплоты при комбинированной выработке энергии с учетом этого обозначения согласно (1.23) и (1.24) составит

$$\begin{aligned} Q_{\text{комб}} &= \frac{N_i}{\eta_i} - Q_{\text{II}} \frac{\chi}{\eta_i} + Q_{\text{II}}(\chi + 1) = \\ &= \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{II}} \left[ 1 - \chi \left( \frac{1}{\eta_i} - 1 \right) \right]. \end{aligned}$$

Экономия теплоты, достигаемая при комбинированной выработке энергии по сравнению с раздельной, будет равна

$$\Delta Q = Q_{\text{разд}} - Q_{\text{комб}} = \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{п}} - \left\{ \frac{N_i}{\eta_i} + Q_{\text{п}} \left[ 1 - \chi \left( \frac{1}{\eta_i} - 1 \right) \right] \right\} = Q_{\text{п}} \chi \left( \frac{1}{\eta_i} - 1 \right). \quad (1.25)$$

Относительная величина этой экономии, выраженная в долях от количества теплоты, отдаваемой тепловому потребителю, составит

$$\xi_{\text{комб}} = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{п}}} = \chi \left( \frac{1}{\eta_i} - 1 \right). \quad (1.26)$$

Таким образом, чем больше выработка электроэнергии на тепловом потреблении  $\chi$  и чем ниже абсолютный КПД конденсационной установки  $\eta_i$ , тем большая экономия теплоты будет получена от комбинированной выработки.

Приведенная на рис. 1.16, а схема установки для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии, включающая в себя конденсационную турбину и турбину с противодавлением, встречается очень редко. Вместо нее обычно применяют конденсационные турбины с регулируемы отборами пара для теплофикации и технологических нужд (см. гл. 7).

### 1.6. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА

В теплоэнергетической установке с промежуточным перегревом (рис. 1.18) пар после расширения в ЦВД турбины направляется в котел для вторичного перегрева, где температура его повышается от  $t_1$  до  $t_{\text{пп}}$ . После промежуточного

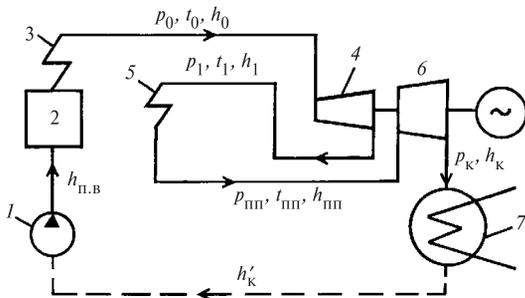


Рис. 1.18. Схема теплоэнергетической установки с промежуточным перегревом пара:

1 — питательный насос; 2 — котел; 3 — пароперегреватель; 4 — часть высокого давления турбины; 5 — промежуточный перегреватель; 6 — часть низкого давления турбины; 7 — конденсатор

перегрева пар подается в ЦВД, где расширяется до давления в конденсаторе  $p_{\text{к}}$ .

Цикл с промежуточным перегревом пара и сверхкритическим начальным давлением в  $T, s$ -диаграмме (рис. 1.19) можно рассматривать как сочетание двух циклов, первый из которых  $la'abde2l$  является основным, а второй  $2ee_1fg32$  — дополнительным.

Если эквивалентная температура дополнительного цикла  $(T_{\text{э}})_{\text{пп}}$  выше эквивалентной температуры основного цикла  $T_{\text{э}}$ , то экономичность дополнительного цикла будет выше экономичности основного цикла и КПД общего цикла возрастет. При этом благодаря уменьшению влажности пара в последних ступенях турбины возрастут относительные внутренние КПД этих ступеней, а следовательно, увеличится и КПД всей турбины. Кроме того, применение промежуточного перегрева позволяет существенно повысить начальное давление пара при неизменной начальной температуре и обеспечить умеренную конечную влажность.

Располагаемая (теоретическая) работа, производимая 1 кг пара в цикле с промежуточным перегревом, равна сумме располагаемых теплоперепадов:

$$L_{\text{тл}}^{\text{пп}} = H_0^{\text{пп}} = (h_0 - h_{1t}) + (h_{\text{пп}} - h_{\text{кт}}),$$

где  $h_0, h_{\text{пп}}$  — энтальпии свежего пара и пара после промежуточного перегрева;  $h_{1t}, h_{\text{кт}}$  — энтальпии пара после изэнтропийного расширения в цилиндрах высокого и низкого давления (рис. 1.20).

Количество теплоты, затрачиваемой в котле и промежуточном пароперегревателе на 1 кг пара, составит

$$q_i^{\text{пп}} = (h_0 - h'_{\text{к}}) + (h_{\text{пп}} - h_{1t}),$$

где  $h'_{\text{к}}$  — энтальпия конденсата.

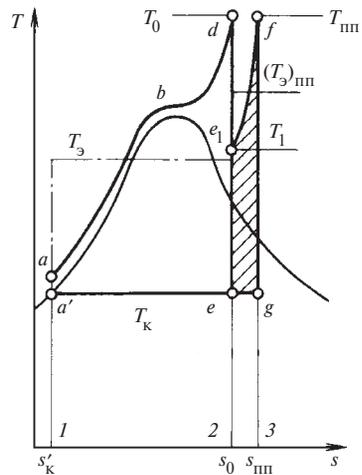


Рис. 1.19. Идеальный тепловой цикл с промежуточным перегревом пара в  $T, s$ -диаграмме

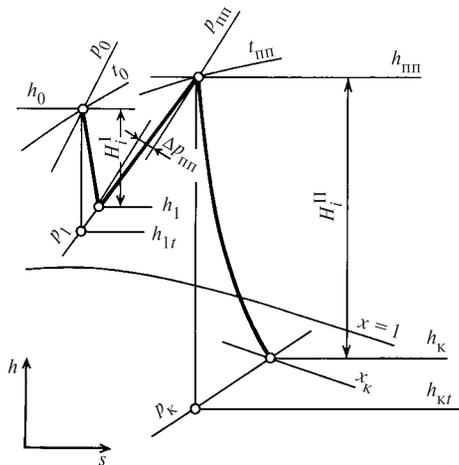


Рис. 1.20. Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для турбины с промежуточным перегревом пара

Абсолютный КПД идеального цикла

$$\eta_t^{\text{III}} = \frac{L_{Ti}^{\text{III}}}{q_i^{\text{III}}} = \frac{(h_0 - h_{1t}) + (h_{\text{III}} - h_{kt})}{(h_0 - h'_k) + (h_{\text{III}} - h_{1t})}. \quad (1.27)$$

Если изоэнтروпийный процесс расширения заканчивается в области влажного пара, то КПД выразится как

$$\eta_t^{\text{III}} = 1 - \frac{T_k(s_{\text{III}} - s'_k)}{(h_0 - h'_k) + (h_{\text{III}} - h_{1t})}. \quad (1.28)$$

Внутренний абсолютный КПД можно представить в виде

$$\eta_t^{\text{III}} = \frac{(h_0 - h_{1t})\eta_{oi}^I + (h_{\text{III}} - h_{kt})\eta_{oi}^{\text{II}}}{(h_0 - h'_k) + (h_{\text{III}} - h_{1t})}, \quad (1.29)$$

где  $\eta_{oi}^I, \eta_{oi}^{\text{II}}$  — относительные внутренние КПД частей высокого и низкого давления турбины;  $h_1 = h_0 - (h_0 - h_{1t})\eta_{oi}^I$  — энтальпия пара перед промежуточным перегревом.

Потеря давления  $\Delta p_{\text{III}}$  в тракте промежуточного перегрева (в паропроводе от турбины к котлу, перегревателе и паропроводе от котла к турбине) приводит к снижению КПД, и поэтому допускается потеря не более 10 % абсолютного давления в промежуточном перегревателе (рис. 1.20).

Температура пара после промежуточного перегрева обычно принимается равной или близкой температуре свежего пара:  $t_{\text{III}} = t_0 \pm (10 \dots 20) \text{ }^\circ\text{C}$ .

Промежуточный перегрев приводит, естественно, к усложнению конструкции турбины, увеличению расхода высоколегированных сталей и соответствующему удорожанию турбины на 10—12 %.

Экономичность идеального теплового цикла с промежуточным перегревом зависит от параметров пара, отводимого на промежуточный перегрев.

Если принять температуру пара после промежуточного перегрева равной температуре свежего пара  $T_0$  и изменять температуру пара, отводимого на промежуточный перегрев,  $T_1$ , то КПД присоединяемого цикла будет тем выше, чем выше температура  $T_1$ , однако доля его в общем цикле при этом будет уменьшаться. В частности, когда  $T_1 = T_0$ , промежуточного перегрева уже не будет. При понижении же температуры  $T_1$  будет уменьшаться эквивалентная температура  $(T_3)_{\text{III}}$ , а следовательно, и КПД дополнительного цикла, что в конечном счете может вызвать не повышение, а снижение КПД общего цикла.

Оптимальную температуру пара  $T_1^{\text{опт}}$ , при которой он должен отводиться на промежуточный перегрев, можно ориентировочно оценить во втором приближении следующим образом. Вначале определяют эквивалентную температуру  $T_3 = T_k / (1 - \eta_t)$ , затем по (1.27) или (1.28) подсчитывают КПД  $\eta_t^{\text{III}}$  сложного цикла при  $T_1 = T_3$ , после чего находят

$$T_1^{\text{опт}} = \frac{T_k}{1 - \eta_t^{\text{III}}}. \quad (1.30)$$

Обычно  $T_1^{\text{опт}} = (1,02 \dots 1,04)T_3$ .

Давление пара перед промежуточным перегревом обычно выбирают равным 0,2—0,3 давления свежего пара.

## 1.7. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Потери теплоты с охлаждающей водой в конденсаторе турбины прямо пропорциональны количеству отработавшего пара, поступающего в конденсатор. Расход пара в конденсаторе можно значительно уменьшить (на 30—40 %) путем отбора его для подогрева питательной воды из нескольких ступеней турбины после того, как он произвел работу в предшествующих ступенях.

Температура конденсата отработавшего пара равна температуре насыщения, которая в зависимости от давления в конденсаторе составляет:

Давление в конденсаторе, кПа	2,95	3,43	3,92	4,42	4,90
Температура насыщения, °С	23,8	26,4	28,6	30,7	32,6

Температура испарения воды в котле также равна температуре насыщения и в зависимости от давления составляет:

Давление свежего пара в котле, МПа	3,14	9,8	13,75	16,7
Температура насыщения, °С	236,4	309,5	335,1	350,7

При большой разнице между температурой испарения воды в котле и температурой конденсата, откачиваемого из конденсатора, можно подогревать питательную воду паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины, используя его теплоту парообразования. Такой подогрев питательной воды называется *регенеративным*.

Повышение экономичности в цикле с регенерацией так же, как и в комбинированном цикле, пропорционально мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении, т.е. на базе теплоты, переданной питательной воде в системе регенерации. Это количество теплоты зависит от разности температур питательной воды и конденсата и практически не зависит от числа регенеративных отборов пара. Однако электрическая мощность турбины, вырабатываемая при одном и том же потреблении теплоты на подогрев питательной воды и при одном и том же расходе свежего пара, весьма существенно зависит от числа отборов и распределения нагрева питательной воды в регенеративных подогревателях. При одной и той же температуре питательной воды максимальной мощности соответствует бесконечно большое число отборов, а минимальной — один отбор.

В случае одноступенчатого регенеративного подогрева питательной воды наименьший экономический эффект от регенерации будет при очень высоком или очень низком давлении отбираемого пара, близком к давлению свежего или отработавшего пара, а наибольший — при некотором промежуточном давлении.

Убедиться в этом можно путем следующих рассуждений. Рассмотрим схему турбинной установки с одной ступенью регенеративного подогрева питательной воды (рис. 1.21). Питательная вода прокачивается насосом через трубную систему подогревателя, обогреваемую снаружи паром, отбираемым из турбины. При этом температура питательной воды на выходе из подогревателя будет несколько ниже

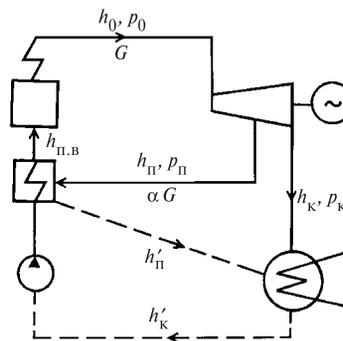


Рис. 1.21. Принципиальная схема турбинной установки с одной ступенью регенеративного подогрева питательной воды

температуры насыщения греющего пара. Разность этих температур, называемая *недогревом воды*, составляет от 1,5 до 6 °С.

Наряду с поверхностными подогревателями при низком давлении отбираемого пара применяются также смешивающие подогреватели, в которых греющий пар смешивается с питательной водой и недогрев отсутствует.

На рис. 1.21 приведена схема конденсационной турбинной установки с одним регенеративным подогревателем поверхностного типа. Здесь питательная вода при прокачке через подогреватель нагревается и энтальпия ее повышается от  $h'_к$  до  $h_{п.в}$ . Энтальпия же отбираемого из турбины пара, греющего питательную воду, при этом понижается от  $h_п$  до  $h'_п$ . Конденсат греющего пара с энтальпией  $h'_п$  возвращается в конденсатор. Допустим, что недогрев питательной воды в подогревателе составляет

$$h'_п - h_{п.в} = \delta h.$$

Обозначив количество отбираемого пара, выраженное в долях расхода свежего пара, поступающего в турбину, через  $\alpha$ , составим уравнение теплового баланса подогревателя:

$$\alpha(h_п - h'_п) = h_{п.в} - h'_к = h'_п - \delta h - h'_к,$$

откуда находим долю отбираемого пара:

$$\alpha = \frac{h'_п - h'_к - \delta h}{h_п - h'_п}. \quad (1.31)$$

Относительная мощность, развиваемая этим паром, будет соответственно иметь вид:

$$L_\alpha = \alpha(h_0 - h_п) = \frac{(h'_п - h'_к - \delta h)(h_0 - h_п)}{h_п - h'_п}. \quad (1.32)$$

Эта мощность создается без потерь теплоты в конденсаторе.

Если по оси ординат отложить энтальпии отбираемого пара  $h_{\text{п}}$ , а по оси абсцисс — энтальпии его конденсата, то можно получить графическую зависимость  $l$  между этими величинами (рис. 1.22). Учитывая недогрев питательной воды и смещая на  $\delta h = h'_{\text{п}} - h_{\text{п.в}}$  линию  $l$  эквидистантно влево, получаем зависимость  $2$  энтальпии обогревающего пара от энтальпии питательной воды.

Поскольку разность энтальпий отбираемого пара и его конденсата, стоящая в знаменателе формулы (1.32), мало зависит от давления отбираемого пара, можно считать, что мощность  $L_{\alpha}$ , развиваемая отборным паром, пропорциональна площади заштрихованного прямоугольника, имеющего стороны  $h'_{\text{п}} - h'_{\text{к}} - \delta h$  и  $h_0 - h_{\text{п}}$  (рис. 1.22). Площадь этого прямоугольника  $F$ , а следовательно, и мощность  $L_{\alpha}$  при энтальпии отбираемого пара  $h_{\text{п}}$ , равной энтальпии свежего ( $h_0$ ) или отработавшего ( $h_{\text{к}}$ ) пара, будет равна нулю. Максимальная же мощность  $L_{\alpha}$  в рассматриваемом случае одноступенчатого подогрева питательной воды будет достигнута при некотором промежуточном значении энтальпии отбираемого пара, близком к среднему значению энтальпии свежего и отработавшего пара, когда нагрев питательной воды в подогревателе составит примерно половину нагрева ее от температуры конденсата до температуры насыщения, соответствующей давлению в котле.

Если вместо одноступенчатого применить, например, трехступенчатый регенеративный подогрев питательной воды, то выработка мощности  $\sum L_{\alpha}$  возрастет до значения, пропорциональ-

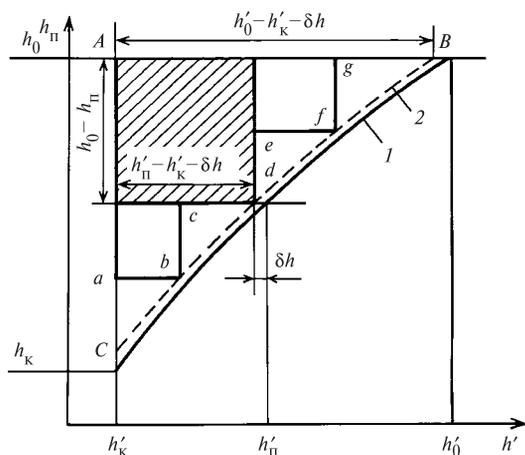


Рис. 1.22. Зависимость энтальпии отбираемого пара от энтальпии его конденсата

ного площади, ограниченной контуром  $AabcdefgA$ .

При бесконечном же числе регенеративных отборов пара выработка мощности  $\sum L_{\alpha}$  достигла бы максимально возможного значения, эквивалентного площади фигуры  $ACBA$ .

На практике, исходя из технико-экономических расчетов, применяется ограниченное число отборов, обычно не более девяти. При этом точки отбора выбираются с таким расчетом, чтобы в каждом из подогревателей энтальпия питательной воды повышалась приблизительно на одно и то же значение, т.е. чтобы теплоперепады между соседними отборами пара были приблизительно одинаковыми. Как видно на рис. 1.22, при таком выборе точек отбора мощность, вырабатываемая паром регенеративных отборов, а следовательно, и экономическая эффективность регенерации будут максимальными.

Путем регенеративного подогрева температура питательной воды, вообще говоря, могла бы быть повышена до температуры, близкой к температуре насыщения, соответствующей давлению свежего пара. Однако при этом сильно возросли бы потери теплоты с уходящими газами котла. Поэтому в международных нормах типоразмеров паровых турбин рекомендуется выбирать температуру питательной воды на входе в котел равной 0,65—0,75 температуры насыщения, °С, соответствующей давлению в котле. В России при сверхкритических параметрах пара и начальном давлении его  $p_0 = 23,5$  МПа температура питательной воды принимается равной 265—275 °С.

Кoeffициент полезного действия идеального регенеративного цикла (при бесконечном числе отборов) может быть приближенно оценен с помощью  $T, s$ -диаграммы (рис. 1.23), на которой подведенная в котле теплота, равная  $q_{1\text{p}}^{\infty} = h_0 - h_{\text{п.в}}$ , эквивалентна площади фигуры  $1a'bcd21$ , а теплота, отведенная в конденсаторе, равная  $q_{2\text{p}}^{\infty} = T_{\text{к}}(s_0 - s_{\text{п.в}})$ , эквивалентна площади фигуры  $1ae21$ . Следовательно, термический КПД идеального регенеративного цикла без промежуточного перегрева пара с бесконечным числом отборов пара будет равен

$$\eta_{\text{тр}}^{\infty} = \frac{q_{1\text{p}}^{\infty} - q_{2\text{p}}^{\infty}}{q_{1\text{p}}^{\infty}} = 1 - \frac{T_{\text{к}}(s_0 - s_{\text{п.в}})}{h_0 - h_{\text{п.в}}} \quad (1.33)$$



**Пример расчета цикла турбоустановки с регенеративным подогревом питательной воды.** Рассчитаем выигрыш от применения регенерации на примере турбоустановки с параметрами:  $p_0 = 12,0$  МПа;  $t_0 = 550$  °С; температура питательной воды  $t_{п.в} = 230$  °С; давление в конденсаторе  $p_k = 6$  кПа. Принятые параметры близки к их значениям для турбоустановки Т-110/120-12,8-5, которая на конденсационном режиме имеет мощность  $N_3 = 120$  МВт. Установка-прототип не имеет промперегрева, регенеративная система состоит из четырех ПНД (подогревателей низкого давления) и трех ПВД (подогревателей высокого давления) — всего семь ступеней подогрева питательной воды.

Зададимся давлением в верхнем отборе  $p_I = 3,1$  МПа, чему соответствует температура насыщения  $t_{sI} = 236$  °С, т.е. разность  $t_{sI} - t_{п.в} = 236 - 230 = 6$  °С, что считается приемлемым.

Рассчитаем  $\eta_t$  для идеального цикла без регенерации по (1.3):

$$\eta_t = \frac{H_0}{h_0 - h'_k} = \frac{1431,7}{3480 - 151,5} = 0,4301,$$

где  $H_0$ ,  $h_0$ ,  $h'_k$  определены по таблицам для воды и водяного пара (например, М.П. Вукаловича и др.) или по  $h$ ,  $s$ -диаграмме при заданных параметрах цикла  $p_0$ ,  $t_0$ ,  $p_k$ .

Рассчитаем термический КПД  $\eta_{tp}^\infty$  при бесконечном числе отборов пара по (1.33). Для определения  $h_{п.в}$  и  $s_{п.в}$  задаемся давлением питательной воды  $p_{п.в} = 20$  МПа. По таблицам находим  $h_{п.в} = 994,5$  кДж/кг;  $s_{п.в} = 2,5777$  кДж/(кг · К). По  $p_0$  и  $t_0$  находим  $s_0 = 6,6536$  кДж/(кг · К). Подставляя эти значения в (1.33), имеем

$$\eta_{tp}^\infty = 1 - \frac{(273 + 36,18)(6,6536 - 2,5777)}{3480 - 994,5} = 0,4930.$$

По (1.37) определяем

$$\xi_p^\infty = \frac{0,4930}{0,4301} - 1 = 0,1463,$$

т.е. увеличение КПД идеального цикла при бесконечном числе регенеративных подогревателей составляет 14,6 %.

Для определения повышения КПД при конечном числе ступеней подогрева найдем отношение

$$\bar{H} = \frac{H_{0п}}{H_0} \frac{\eta_{oi}^n}{\eta_{oi}} = \frac{H_0^n}{H_0} = \frac{H_0 - H_{0I}}{H_0} = \frac{1431,7 - 408}{1431,7} = 0,7150,$$

где  $H_0$ ,  $H_0^n$  — изоэнтروпийные теплоперепады турбины и части от первого отбора до конденсатора;  $H_{0I}$  — изоэнтропийный теплоперепад части до первого отбора, найденный по таблицам для воды и водяного пара. Принято  $\eta_{oi}^n = \eta_{oi}$ .

По формуле (1.39) имеем

$$\xi_{pz} / \xi_p^\infty = 1 - \frac{0,7150}{z(2 - 0,7150)} = 1 - \frac{0,5564}{z}.$$

В зависимости от числа регенеративных подогревателей величина  $\xi_{pz}$  определяется по зависимости

$$\xi_{pz} = 0,1463 \left( 1 - \frac{0,5564}{z} \right),$$

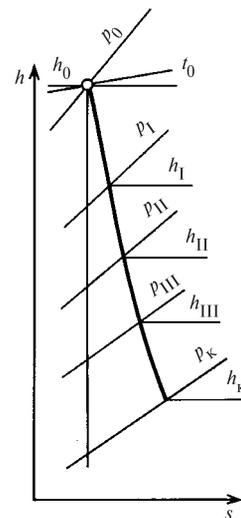
значения ее следующие:

$z$ .....	1	2	4	5	6	7
$\xi_{pz}$ , % ...	6,48	10,56	12,59	13,00	13,27	13,47

Из результатов приведенного примера видно влияние регенеративного подогрева и числа подогревателей на величину КПД цикла паротурбинной установки. В частности, переход от шести к семи подогревателям ведет к повышению КПД цикла на 0,2 %. Приведенные значения  $\xi_{pz}$  мало зависят от типа турбоустановок. Так, для турбоустановок СКД с промперегревом по разным оценкам получаются результаты, близкие к приведенным.

Более точный расчет экономичности турбинной установки с конкретной регенеративной системой производится следующим образом.

Задавшись относительными внутренними КПД отсеков турбины, изображают процесс расширения пара в  $h$ ,  $s$ -диаграмме (рис. 1.24) и отмечают точки регенеративных отборов. Далее составляют тепловые балансы подогревателей, из которых находят относительные количества отбираемого пара, и подсчитывают работу, производимую 1 кг пара, подводимого к турбине.



**Рис. 1.24.** Процесс расширения пара в  $h$ ,  $s$ -диаграмме и выбор точек регенеративного отбора

В общем случае уравнение теплового баланса составляется так:

$$\alpha_m = \frac{\beta_m (h_{\text{п.в}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{п.в}}^{\text{ВХ}}) - (h'_{m+1} - h'_m) \sum_{j=1}^z \alpha_j}{h_m - h'_m} \quad (1.45)$$

Здесь коэффициент  $\beta_m$  указывает количество питательной воды, протекающей через рассматриваемый подогреватель, отнесенное к количеству питательной воды на входе в котел;  $h_m, h'_m$  — энтальпии отбираемого пара и его конденсата;  $\alpha_j$  — относительные расходы пара на регенеративные подогреватели, расположенные выше по давлению, и через них организован «каскадный» слив конденсата.

Работа, совершаемая 1 кг пара, поступающего в турбину, подсчитывается как сумма произведений использованных теплоперепадов на расход пара через каждый отсек турбины (рис. 1.24)

$$\begin{aligned} \bar{H}_i &= h_0 - h_I + (h_I - h_{II})(1 - \alpha_I) + \\ &+ (h_{II} - h_{III})(1 - \alpha_I - \alpha_{II}) + \dots \\ &\dots + \left(1 - \sum_{j=1}^{z-1} \alpha_j\right) H_i^z. \end{aligned} \quad (1.46)$$

Здесь  $h_I, h_{II}, h_{III}$  — энтальпии пара в первом, втором и третьем отборах;  $\alpha_I, \alpha_{II}, \dots, \alpha_{z-1}$  — относительные количества отбираемого пара в I, II, ... ,  $(z-1)$ -м отборах;  $H_i^z = h_z - h_k$ .

Расход свежего пара находится по формуле

$$G = N_i / \bar{H}_i, \quad (1.47)$$

где  $N_i$  — внутренняя мощность турбины, кВт;  $\bar{H}_i$  — приведенный использованный теплоперепад, кДж/кг.

КПД установки без промежуточного перегрева пара определяется по формуле

$$\eta_{ip} = \frac{\bar{H}_i}{h_0 - h_{\text{п.в}}}; \quad (1.48)$$

расход теплоты, кДж/кДж,

$$q_i = 1 / \eta_{ip}. \quad (1.49)$$

Термический КПД конденсационной турбоустановки с  $z$  регенеративными отборами пара можно также вычислить по формуле

$$\eta_{tp} = \frac{H_0 - \sum_{j=1}^z \alpha_j (H_0 - H_{0j})}{h_0 - h_{\text{п.в}}}, \quad (1.50)$$

где  $H_0$  — общий изоэнтروпийный теплоперепад турбины, кДж/кг;  $\alpha_j$  — относительный расход пара,

поступающего на регенеративный отбор;  $H_{0j}$  — изоэнтропийный теплоперепад между начальными параметрами пара и давлением в соответствующем отборе, кДж/кг;  $h_0, h_{\text{п.в}}$  — энтальпии пара перед турбиной и подогретой питательной воды, кДж/кг;  $j$  — номер отбора.

Для установок с промежуточным перегревом пара аналогичные формулы приведены в примере расчета (см. § 1.8)

Регенерация положительно влияет на относительный внутренний КПД первых ступеней благодаря повышенному расходу пара через ЦВД и соответствующему увеличению высоты лопаток.

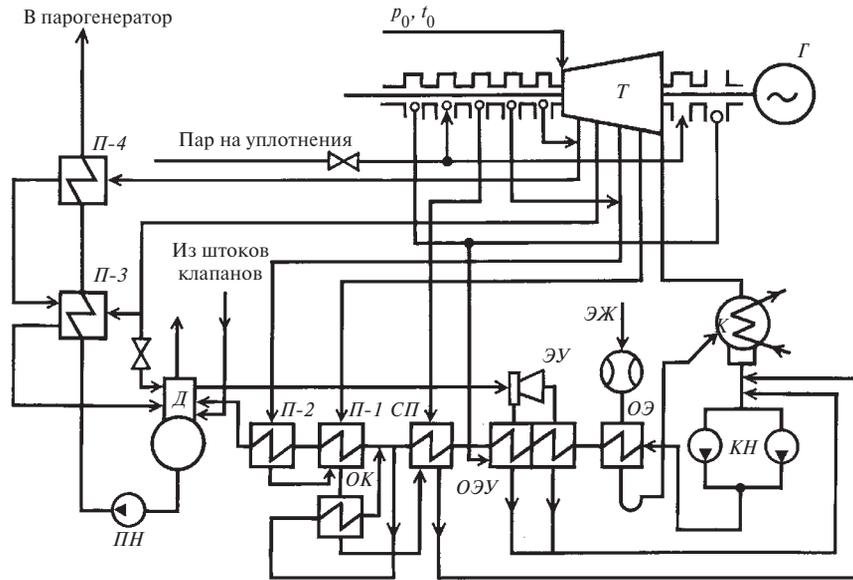
Объемный расход пара через последние ступени турбины при регенерации уменьшается, что снижает потери с выходной скоростью в последних ступенях турбины.

## 1.8. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ СОВРЕМЕННЫХ ПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

В современных паротурбинных установках средней и большой мощности в целях повышения экономичности применяют широко развитую систему регенерации с большим числом регенеративных отборов и использованием пара концевых лабиринтных уплотнений, уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и др. На рис. 1.25 показана простейшая тепловая схема установки с одноцилиндровой конденсационной турбиной.

Свежий пар из котла поступает в турбину по главному паропроводу с параметрами  $p_0, t_0$ . После расширения в проточной части турбины до давления  $p_k$  он направляется в конденсатор, где, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется. Для поддержания глубокого вакуума ( $p_k = 3 \dots 5$  кПа) из парового пространства конденсатора специальным эжектором ЭЖ постоянно отсасывается паровоздушная смесь. Конденсат отработавшего пара стекает в конденсаторосборник, из которого затем забирается конденсатными насосами КН и подается через охладитель эжектора ОЭ, охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений ОЭУ, сальниковый подогреватель СП и регенеративные подогреватели низкого давления П-1, П-2 в деаэрактор Д. Деаэрактор предназначен для удаления растворенных в конденсате агрессивных газов ( $O_2$  и  $CO_2$ ), вызывающих коррозию металлических поверхностей. Кислород и свободная углекислота попадают в конденсат из-за присосов воздуха через неплотности вакуумной системы турбинной установки и с добавочной водой. В деаэракторе агрессивные газы удаляются при нагревании конденсата и добавочной воды паром за счет их смешивания и конденсации пара. Температура воды в деаэракторном баке близка к температуре насыщения греющего пара.

В современных паротурбинных установках с высоким давлением питательной воды, под которым она подается



**Рис. 1.25. Тепловая схема турбинной установки с использованием утечек пара концевых уплотнений и уплотнений штоков клапанов турбины:**

*Т* — турбина; *Г* — генератор; *К* — конденсатор; *КН* — конденсатный насос; *ЭЖ* — основной эжектор; *ОЭ* — охладитель основного эжектора; *ЭУ* — эжектор уплотнений; *ОЭУ* — охладитель пара эжектора отсоса из уплотнений; *СП* — сальниковый подогреватель; *П-1—П-4* — подогреватели; *ОК* — охладитель конденсата; *Д* — деаэратор; *ПН* — питательный насос

в котел, устанавливают деаэраторы повышенного давления 0,6—0,7 МПа с температурой насыщения 158—165 °С.

Конденсат пара, отработавшего в турбине и протекающего на участке от конденсатора до деаэратора, принято называть *конденсатом*, а после удаления из него агрессивных газов на участке от деаэратора до котла — *питательной водой*.

Питательная вода из деаэратора забирается питательным насосом *ПН* и под высоким давлением (на блоках со сверхкритическими параметрами до 35 МПа) подается через подогреватели высокого давления *П-3*, *П-4* в котел.

В целях более эффективного использования теплоты перегретого пара регенеративных отборов высокого давления подогреватели высокого давления выполняются с тремя зонами нагрева: основной зоной, где теплота отдается питательной воде за счет конденсации греющего пара; зоной для съема теплоты перегрева, размещаемой в верхней части подогревателя (пароохладитель), и зоной охлаждения конденсата греющего пара в нижней части подогревателя.

Пар концевых лабиринтных уплотнений турбины отсасывается из крайних камер уплотнений, где поддерживается давление 95—97 кПа, специальным эжектором и направляется в охладитель эжектора отсоса, через который прокачивается основной конденсат.

Часть пара повышенного давления из концевых лабиринтных уплотнений направляется в первый и третий регенеративные отборы.

Для того чтобы не допустить присоса воздуха в вакуумную систему через концевые уплотнения турбины,

в каждой предпоследней камере концевых уплотнений поддерживается небольшое избыточное давление (110—120 кПа) с помощью специального регулятора, установленного на подводе уплотняющего пара к этой камере из деаэратора.

В качестве примеров рассмотрим тепловые схемы блочных паротурбинных установок К-200-12,8 и К-300-23,5.

**Тепловая схема турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ.** Конденсационная паровая турбина К-200-12,8 мощностью 200 МВт рассчитана на начальные параметры пара  $p_0 = 12,75$  МПа,  $t = 565$  °С с промежуточным перегревом до  $t_{пп} = 565$  °С при давлении  $p_{пп} = 2,45$  МПа. При номинальной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{1в} = 10$  °С давление пара в нем  $p_k = 3,33$  кПа. Расход свежего пара через турбину при номинальном режиме составляет 600 т/ч; расход пара через конденсатор — 450 т/ч. Расчетный удельный расход теплоты  $q_3 = 8100$  кДж/(кВт·ч).

Турбина имеет семь регенеративных отборов пара для подогрева конденсата и питательной воды до 239 °С (рис. 1.26). Подогрев конденсата осуществляется в трех подогревателях низкого давления, сальниковом подогревателе, подогревателе испарителя и деаэраторе, подогрев питательной воды — в трех подогревателях высокого давления.

Конденсат греющего пара четвертого, пятого и шестого отборов дренажным насосом *ДН* подается в линию основного конденсата.

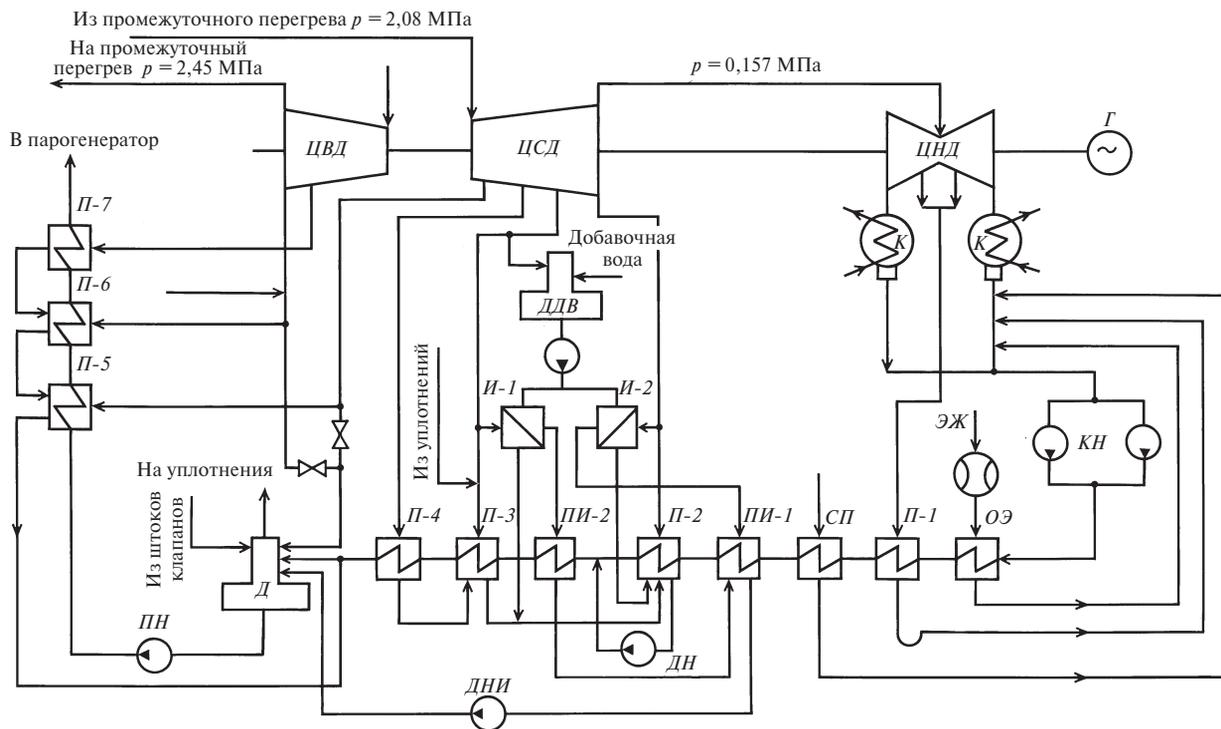


Рис. 1.26. Тепловая схема турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ:

ДДВ — деаэрактор добавочной воды; остальные обозначения те же, что на рис. 1.25

Давление и расход пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор . . . . .	1(П-7)	2(П-6)	3(П-5 и деаэратор)	
$p$ , МПа . . . . .	3,37	2,77	1,04/0,59	
$G$ , т/ч . . . . .	26,0	38,8	17,0	
Отбор . . . . .	4(П-4)	5(П-3)	6(П-2)	7(П-1)
$p$ , МПа . . . . .	0,548	0,238	0,11	0,023
$G$ , т/ч . . . . .	23,7	16,0	23,6	21,4

В тепловую схему включены также два одноступенчатых испарителя И-1 и И-2 для восполнения потерь пара и конденсата в количестве около 3 % максимального расхода пара на турбину. Деаэрация добавочной химически очищенной воды, поступающей в испарительную установку, осуществляется в атмосферном деаэракторе. Вторичный пар испарителей используется в подогревателях испарителей ПИ-1 и ПИ-2 для подогрева основного конденсата. Дренаж этих испарителей подается дренажным насосом ДНИ в основной деаэрактор.

#### Тепловая схема турбоустановки К-300-23,5 ЛМЗ.

Турбина К-300-23,5 имеет развитую систему регенерации, состоящую из восьми нерегулируемых отборов пара (рис. 1.27) для подогрева питательной воды до 268 °С, а также бойлерную установку для целей теплофикации с отдачей теплоты 63 МДж/ч на подогрев сетевой воды.

Подогреватели высокого давления П-5—П-7 имеют встроенные отсеки для съема теплоты перегрева греющего пара и охлаждения дренажа.

Добавочная вода после глубокого химического обессоливания поступает непосредственно в конденсатор турбины.

Давление и расходы пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор . . . . .	1(П-7)	2(П-6)	3(П-5)	4(деаэратор)
$p$ , МПа . . . . .	6,46	4,16	1,63	1,08
$G$ , т/ч . . . . .	61,3	93,0	30,0	53,0
Отбор . . . . .	5(П-4)	6(П-3)	7(П-2)	8(П-1)
$p$ , МПа . . . . .	0,53	0,245	0,092	0,017
$G$ , т/ч . . . . .	38,2	31,7	33,4	24,4

**Пример расчета тепловой схемы турбинной установки.** Для того чтобы произвести тепловые расчеты проточной части турбины, необходимо знать расходы пара через каждую ее ступень. Поэтому, прежде чем приступить к тепловому расчету проточной части турбины, проводят расчет ее системы регенерации, в результате которого определяют все количества отбираемого на подогрев питательной воды пара, расходы пара через каждый отсек проточной части, расход свежего пара и расход пара в конденсатор.

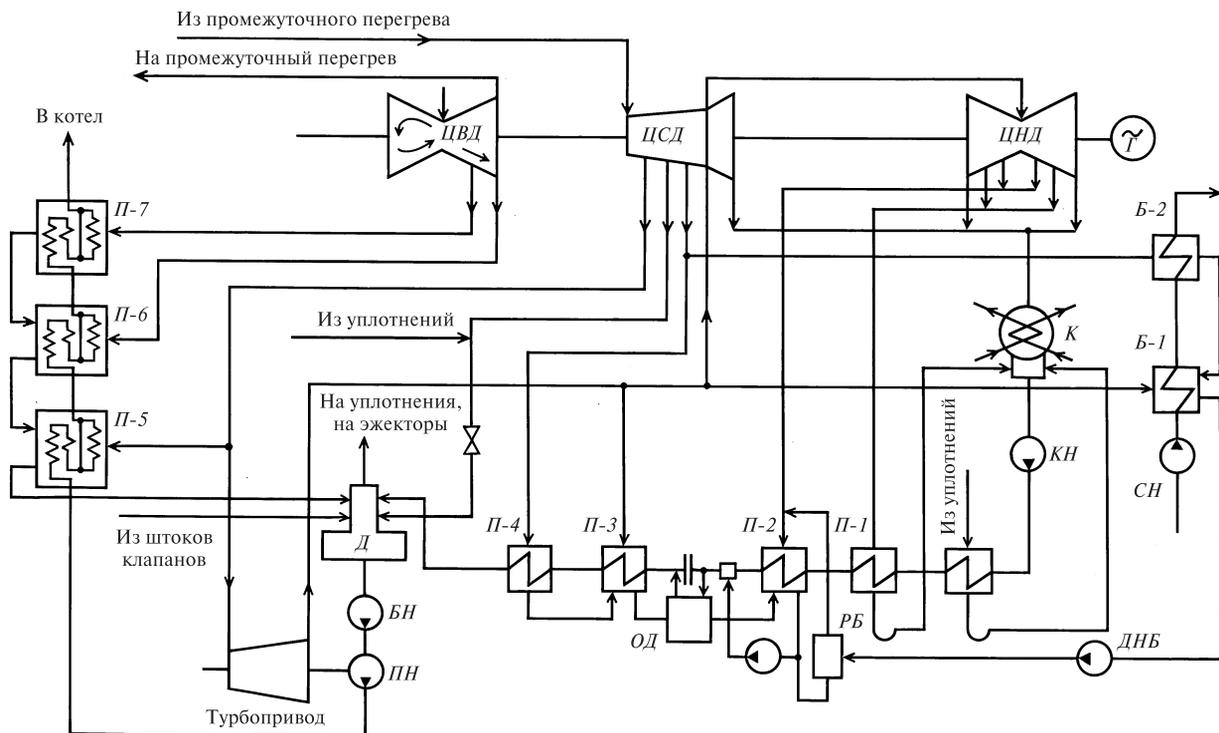


Рис. 1.27. Тепловая схема турбоустановки К-300-23,5 ЛМЗ:

Б-1, Б-2 — бойлеры; БН — бустерный насос; ОД — охладитель дренажа; ДНБ — дренажный насос бойлеров; СН — сетевой насос; РБ — расширитель бойлерный; остальные обозначения те же, что на рис. 1.25

В качестве примера рассчитаем тепловую схему турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ (рис. 1.28) по следующим исходным данным: параметры свежего пара  $p_0 = 12,75$  МПа,  $t_0 = 565$  °С; давление пара при выходе из ЦВД на промежуточный перегрев  $p'_{пп} = 2,28$  МПа, при входе в ЦСД после промежуточного перегрева  $p''_{пп} = 2,06$  МПа, температура пара после промежуточного перегрева  $t''_{пп} = 565$  °С; давление в конденсаторе  $p_k = 3,33$  кПа.

Тепловой процесс турбины (по данным заводского расчета) изображен в  $h, s$ -диаграмме на рис. 1.29. Энтальпия пара, отбираемого на регенеративный подогрев питательной воды, показана непосредственно на тепловой схеме (см. рис. 1.28) и на  $h, s$ -диаграмме (см. рис. 1.29).

Расчет тепловой схемы начинают с определения количества отбираемого пара путем составления уравнений теплового баланса для каждого подогревателя. Этот расчет ведется от подогревателя наиболее высокого давления, что позволяет в каждом уравнении теплового баланса иметь лишь одну неизвестную долю греющего пара  $\alpha$  в рассматриваемом отборе. Например, уравнение теплового баланса для ПВД-7 составляется так:

$$\alpha_7(h_1 - h'_1) = (h_7 - h_6), \quad (1.51)$$

где  $\alpha_7$  — количество отбираемого пара на подогрев 1 кг питательной воды в ПВД-7;  $h_1$  — энтальпия пара первого отбора, кДж/кг;  $h'_1$  — энтальпия конденсата грею-

щего пара первого отбора, кДж/кг;  $h_7, h_6$  — энтальпии питательной воды на выходе из ПВД-7 и входе в него, кДж/кг.

Находим из уравнения (1.51)  $\alpha_7$ :

$$\alpha_7 = (h_7 - h_6)/(h_1 - h'_1). \quad (1.52)$$

Для остальных подогревателей расчет  $\alpha_m$  проводится по формуле (1.45).

Например, для подогревателя П-5 совместно с деаэратором имеем (по рис. 1.28)  $\beta_5 = 1$ ;  $\alpha_7 + \alpha_6 = 0,0449 + 0,0757 = 0,1206$ , и по (1.45)

$$\alpha_5 = \frac{749 - 634 - 0,1206(919 - 634)}{3427 - 634} = 0,0286.$$

Здесь  $h' = 919$  кДж/кг — энтальпия конденсата, стекающего каскадом из П-6 в П-5 в количестве  $\alpha_7 + \alpha_6$ ;  $h = 3427$  кДж/кг — энтальпия пара, отбираемого в подогреватель П-5 и в деаэратор.

По существу, это уравнение теплового баланса для П-5 и деаэратора совместно: в систему П-5 — деаэратор поступает вода с  $h_{п.в}^{вх} = 634$  кДж/кг, пар из отбора с  $h = 3427$  кДж/кг, конденсат с  $h' = 919$  кДж/кг; из системы выходит вода с  $h_{п.в}^{вых} = 749$  кДж/кг.

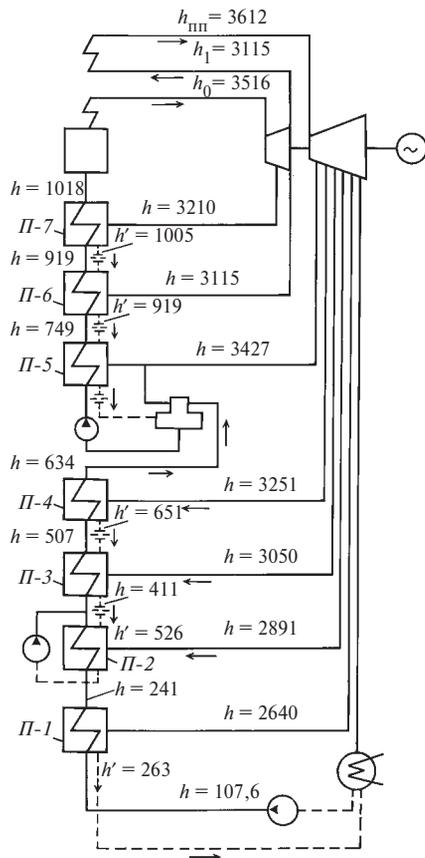


Рис. 1.28. Тепловая схема турбоустановки К-200-12,8 ЛМЗ

В тепловых балансах подогревателей низкого давления от ПНД-4 до ПНД-2 учитывалось, что количество обогреваемой воды составляет

$$1 - \alpha_7 - \alpha_6 - \alpha_5 = 0,8508,$$

так как конденсат отборов от ПВД-7 до ПВД-5 подается в деаэратор и не протекает через нижележащие подогреватели. Количество обогреваемой воды, протекающей

через ПНД-1 и ПНД-2, составляет  $1 - \sum_2^7 \alpha = 0,7319$ ,

поскольку ПНД-2 снабжен перекачивающим насосом, подающим конденсат греющего пара ПНД-4, ПНД-3 и ПНД-2 непосредственно в водяную магистраль за ПНД-2. Расчет представлен в табл. 1.2.

Приведенный использованный теплоперепад

$$\bar{H}_i = \sum (1 - \sum \alpha) H_{iz} = 1323,5 \text{ кДж/кг.}$$

В последнем столбце табл. 1.2 выписаны произведения использованных теплоперепадов отсеков на относительное количество пара, протекающего через эти отсеки. Сумма этих произведений является приведенной работой  $\bar{H}_i$ , совершаемой 1 кг пара, подводимого к турбине.

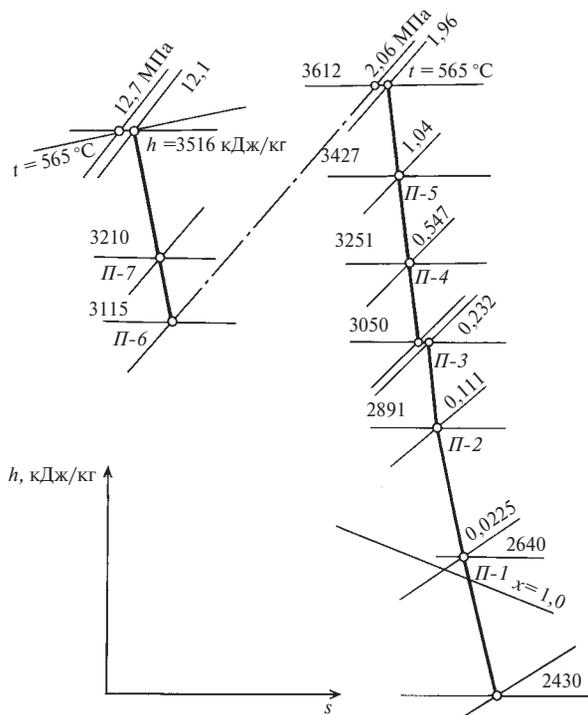


Рис. 1.29. Тепловой процесс турбины К-200-12,8 ЛМЗ

Таблица 1.2. Расчет тепловой схемы турбинной установки

Номер подогревателя	Расчетная формула	Отбор	$(1 - \sum \alpha) H_{iz}$ , кДж/кг
—	Теплоперепад от состояния свежего пара до верхнего отбора	0	306
7	$\alpha_7 = \frac{1018 - 919}{3210 - 1005}$	0,0449	90,7
6	$\alpha_6 = \frac{919 - 749 - 0,0449(1005 - 919)}{3115 - 919}$	0,0757	162,5
5	$\alpha_5 = \frac{749 - 634 - 0,1206(919 - 634)}{3427 - 634}$	0,0286	149,8
4	$\alpha_4 = 0,8508 \frac{634 - 507}{3251 - 651}$	0,0416	162,5
3	$\alpha_3 = \frac{0,8508(507 - 411) - 0,0416(651 - 526)}{3050 - 526}$	0,0304	124,0
2	$\alpha_2 = \frac{0,8508(411 - 241) - 0,072(526 - 241)}{2891 - 241}$	0,0469	183,0
1	$\alpha_1 = 0,7319 \frac{241 - 107}{2640 - 263}$	0,0413	145,0

Количество теплоты  $q_1$ , затрачиваемой в котле на получение 1 кг пара с учетом того, что в промежуточном перегревателе протекает лишь 0,8794 кг пара, составляет

$$q_1 = h_0 - h_7 + \left(1 - \sum_6^7 \alpha\right)(h_{\text{пп}} - h_1) = 3516 - 1018 + 0,8794(3612 - 3115) = 2935 \text{ кДж/кг.}$$

Отношение приведенной работы, производимой 1 кг пара, к количеству теплоты, затрачиваемой на получение его в котле, определяет абсолютный внутренний КПД, который в данном случае равен

$$\eta_{\text{вп}} = \frac{\bar{H}_i}{q_1} = \frac{1323,5}{2935} = 0,451.$$

Удельный расход теплоты

$$q_i = \frac{1}{\eta_{\text{вп}}} = \frac{1}{0,451} = 2,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кДж}} = 7982 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

### 1.9. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТУРБИНЫХ УСТАНОВОК АЭС

Электростанция, в которой ядерная энергия преобразуется в электрическую, называется атомной (АЭС). АЭС использует теплоту, которая выделяется в ядерном реакторе в результате цепной реакции деления ядер некоторых тяжелых элементов (в основном урана-233, урана-235 и др.).

Технологическое оборудование АЭС подразделяется на реакторную, парогенерирующую, паротурбинную установки. Взаимосвязь между этими установками образует тепловую схему АЭС.

#### Принципиальные тепловые схемы АЭС.

В общем случае в схеме электростанции используются теплоноситель и рабочее тело. Рабочее тело — газообразное вещество, которое применяют в машинах для преобразования тепловой энергии в механическую. Для АЭС рабочим телом является водяной пар сравнительно низких параметров, насыщенный или слегка перегретый. Теплоноситель — движущаяся жидкая или газообразная среда, используемая для осуществления процесса отвода

теплоты, выделяющейся в реакторе. В схемах АЭС теплоносителем является обычная или тяжелая вода, а иногда органические жидкости и инертный газ.

Основная классификация АЭС производится в зависимости от числа контуров теплоносителя и рабочего тела. Различают одноконтурные, двухконтурные и трехконтурные АЭС (рис. 1.30).

При одноконтурной тепловой схеме АЭС (рис. 1.30, а) контуры теплоносителя и рабочего тела совпадают. В реакторе 1 происходит парообразование, пар направляется в паровую турбину 2, где производится механическая работа, которая в электрическом генераторе 3 превращается в электроэнергию. В конденсаторе 4 происходит конденсация отработавшего пара, и образовавшийся конденсат питательным насосом 5 подается снова в реактор. Таким образом, контур рабочего тела является одновременно контуром теплоносителя и оказывается замкнутым. Реактор может работать как с естественной, так и с принудительной циркуляцией теплоносителя по дополнительному внутреннему контуру, на котором установлен соответствующий циркуляционный насос 6.

Большим преимуществом одноконтурных АЭС являются их простота и меньшая стоимость оборудования по сравнению с АЭС, выполненными по другим схемам, а недостатком — радиоактивность теплоносителя, что выдвигает дополнительные требования при проектировании и эксплуатации паротурбинных установок АЭС.

В двухконтурной тепловой схеме АЭС (рис. 1.30, б) контуры теплоносителя и рабочего тела разделены. Контур теплоносителя, прокачиваемого через реактор 1 и парогенератор 7 циркуляционным насосом 6, называют *первым* или *реакторным*, а контур рабочего тела — *вторым*. Оба контура являются замкнутыми, и обмен теплотой между теплоносителем и рабочим телом осуществляется в парогенераторе 7. Турбина 2, входящая в состав второго контура, работает в условиях

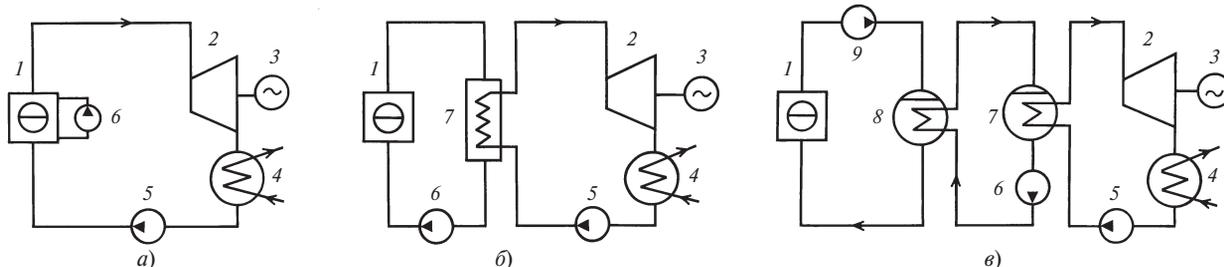


Рис. 1.30. Тепловые схемы АЭС:

а — одноконтурная; б — двухконтурная; в — трехконтурная

отсутствия радиационной активности, что упрощает ее эксплуатацию.

АЭС с двухконтурной тепловой схемой обычно оборудуются турбинами насыщенного пара. Однако имеются схемы, при которых пар на входе в турбину слабо перегрет.

Экономичность АЭС с двухконтурной тепловой схемой при прочих равных условиях всегда меньше, чем с одноконтурной. Следует отметить, что стоимость второго контура и парогенератора соизмерима со стоимостью биологической защиты в одноконтурной схеме. Поэтому стоимости 1 кВт установленной мощности на АЭС одноконтурного и двухконтурного типов примерно одинаковы. На АЭС предполагается широкое использование в качестве теплоносителя жидкого металла, что позволит понизить давление в первом контуре, получить высокий коэффициент теплоотдачи и уменьшить расход теплоносителя. Обычно в качестве теплоносителя применяют жидкий натрий, температура плавления которого 98 °С. Однако применение жидкого натрия вызывает ряд эксплуатационных трудностей. Особенно опасен его контакт с водой, приводящий к бурной химической реакции, что может создать опасность выноса радиационно-активных веществ из первого контура в обслуживаемые помещения. Во избежание этого создается дополнительный промежуточный контур с более высоким давлением, чем в первом, и тепловая схема такой АЭС называется трехконтурной (рис. 1.30, в). В первом контуре радиоактивный теплоноситель насосом 9 прокачивается через реактор 1 и промежуточный теплообменник 8, в котором он отдает теплоту также жидкометаллическому, но не радиоактивному теплоносителю, прокачиваемому по промежуточному контуру теплообменник 8 — парогенератор 7. Контур рабочего тела аналогичен двухконтурной схеме АЭС (рис. 1.30, б).

Кроме приведенной классификации АЭС по числу контуров можно выделить отдельные типы АЭС в зависимости от следующих признаков: параметров и типов паровых турбин (например, АЭС на насыщенном и перегретом паре); способа перегрева пара (огневой или ядерный); параметров и типа теплоносителя; конструктивных особенностей и типа реактора и др.

**Параметры пара.** На АЭС с турбинами, работающими на влажном паре, начальные параметры характеризуются давлением  $p_0$  (или температурой  $t_0$ ) и степенью сухости пара  $x_0$ . При использовании слабоперегретого пара под начальными параметрами понимают температуру  $t_0$  и давление  $p_0$  пара перед турбиной.

Известно, что увеличение начальных параметров заметно повышает экономичность турбинной установки. На рис. 1.31 представлена зависимость термического КПД цикла сухого насыщенного пара, широко применяемого на АЭС, от начальной температуры.

Для турбин насыщенного пара увеличение термического КПД цикла происходит при повышении начальных параметров только до определенных значений. Максимум термического КПД цикла сухого насыщенного пара имеет место при начальной температуре пара около 350 °С и соответствующем ей начальном давлении пара 17 МПа. В настоящее время давление теплоносителя в реакторах не превышает 17 МПа, и поэтому начальное давление пара перед турбиной в основном определяется типом реактора.

Для одноконтурных АЭС на выбор начального давления пара перед турбиной оказывает существенное влияние интенсивность теплообмена в теплоделяющем элементе (ТВЭЛ) реактора. Наибольшее значение коэффициента теплоотдачи от стенки ТВЭЛА к кипящей воде соответствует давлению насыщенного пара 7 МПа. При этом давлении температура оболочки ТВЭЛА, определяемая температурой кипения и коэффициентом теплоотдачи, находится в допустимых пределах. Применение более высокого начального давления пара приведет к росту температуры и уменьшению коэффициента теплоотдачи и заставит использовать более дорогостоящие материалы для изготовления оболочек ТВЭЛА. Поэтому при работе турбины в составе одноконтурной АЭС давление в реакторе выбирают равным 7 МПа.

Для реактора одноконтурной АЭС, генерирующего насыщенный пар, кроме выбора давления и влажности важен выбор его активности. Для снижения активности пара после реактора применяют промывку и комплексную обработку воды реактора.

В простейшей тепловой схеме АЭС двухконтурного типа, когда парогенератор не имеет экономмай-

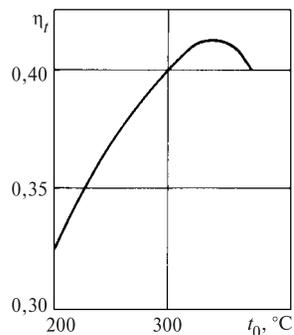


Рис. 1.31. Термический КПД цикла сухого насыщенного пара в зависимости от начальной температуры

зера и пароперегревателя, разность температур теплоносителя на входе в парогенератор и пара на выходе из него составляет 45—60 °С. Поэтому давление воды на выходе из реактора должно быть на 8—11 МПа выше давления пара на входе в турбину, что усложняет конструкцию корпуса реактора и обеспечение его надежности, особенно при больших его размерах. В связи с этим давление пара на входе в турбину двухконтурной АЭС выбирают по предельным значениям давления и температуры, на которые может быть рассчитан корпус реактора. Для двухконтурной АЭС  $p_0 \leq 6,0 \dots 7,3$  МПа, а трехконтурной —  $p_0 \leq 4,2 \dots 7,2$  МПа.

Выбор конечного давления  $p_k$  для АЭС принципиально не отличается от решения аналогичной задачи для ТЭС на органическом топливе. Однако вакуум в конденсаторе при низком начальном давлении пара и соответственно малом располагаемом тепперепаде  $H_0$  имеет большее значение, чем в паротурбинных установках на сверхкритические параметры пара. Вместе с тем из-за большого количества пара, поступающего в конденсатор, при углублении вакуума приходится усложнять конструкцию ЦНД турбины.

#### Промежуточная сепарация и перегрев пара.

В процессе расширения пара в турбине насыщенного пара (линия 1—2—3 на рис. 1.32), если не принимать никаких мер по удалению влаги, влажность в последних ступенях настолько велика, что  $\eta_{oi}$  оказывается существенно ниже, чем при

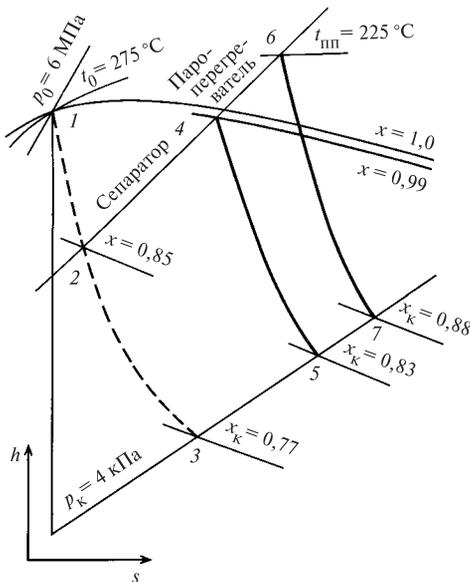


Рис. 1.32. Процесс расширения пара в турбинах насыщенного пара

работе с перегретым паром, а эрозия лопаток при этом становится недопустимо большой. Считается, что влажность  $y_k = 10$  % допустима при окружных скоростях на периферии лопаток  $u_{пер} < 520$  м/с, а  $y_k = 16$  % — при  $u_{пер} < 400$  м/с.

В турбинах АЭС для снижения конечной влажности применяют промежуточную сепарацию влаги из пара (линия 2—4 на рис. 1.32), промежуточный перегрев пара либо сепарацию с последующим перегревом отсепарированного пара (линия 2—4—6 на рис. 1.32). Промежуточная сепарация влаги разделяется на внешнюю [когда удаление влаги происходит в сепараторах (С), установленных вне турбины] и внутриканальную в проточной части турбины, которая будет рассмотрена в гл. 4.

Внешняя сепарация влаги связана с выводом из турбины всего потока пара в специальные устройства — сепараторы и последующим возвращением его в турбину. Наиболее просто это можно осуществить в местах деления турбины на части. Вместе с тем наибольший экономический эффект от внешней сепарации получается при определенных параметрах пара. Давление  $p_{разд}$ , при котором происходит сепарация или сепарация и промежуточный перегрев пара, называется *разделительным*. Давление  $p_{разд}$  существенно влияет на показатели экономичности турбоустановки и параметры сепаратора.

Внешняя сепарация (рис. 1.33, а) может повысить сухость пара до  $x = 0,99 \dots 0,995$  и одновременно уменьшить влажность в последующих ступенях турбины, что дает выигрыш в КПД установки и повышает эрозионную надежность работы последних ступеней турбины.

Оптимальное разделительное давление в схемах АЭС с одной степенью сепарации составляет  $(0,1 \dots 0,15) p_0$ .

На большинстве АЭС одновременно с внешней сепарацией применяется еще и промежуточный перегрев (рис. 1.33, б, в). Для промежуточного перегрева обычно используется пар, отбираемый из ЦВД, или свежий пар, чем и определяется максимальная температура перегрева (на 15—40 °С ниже  $t_0$ ).

Перегрев свежим паром (рис. 1.33, б) снижает термический КПД цикла. Положительное влияние такого пароперегрева сказывается только на существенном снижении потерь от влажности в последующих ступенях, повышении внутреннего относительного КПД и надежности турбины. Паровой перегрев используют в том случае, когда путем сепарации нельзя достигнуть допустимого уровня влажности пара в конце расширения. Разделительное давление пара в схемах АЭС с промежуточным пере-

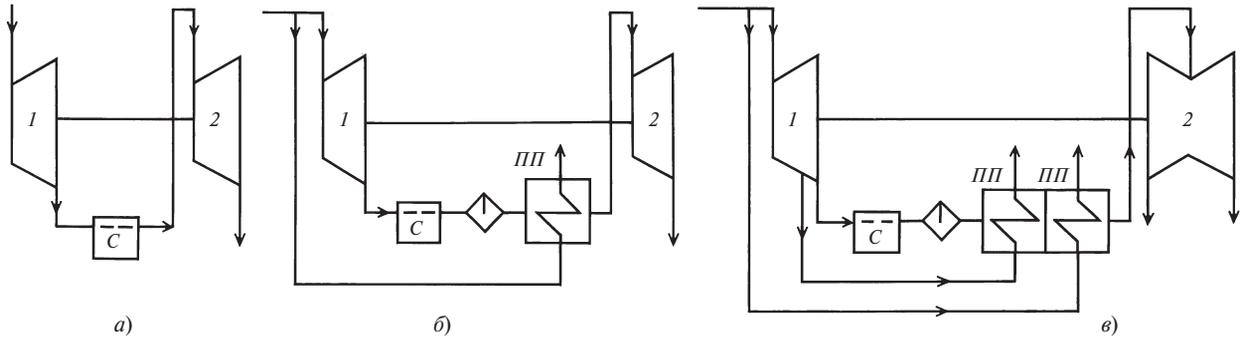


Рис. 1.33. Тепловые схемы турбин насыщенного пара с внешней сепарацией:

*a* — без промежуточного перегрева пара; *б* — с промежуточным одноступенчатым перегревом свежим паром; *в* — с двухступенчатым промежуточным перегревом отборным и свежим паром; *C* — сепаратор; *ПП* — промежуточный перегреватель; 1 — ЧВД; 2 — ЧНД

гревом пара выше, чем в схемах АЭС с внешней сепарацией, и составляет  $p_{\text{разд}} = (0,18 \dots 0,23) p_0$ .

Обычно применяют двухступенчатый перегрев (рис. 1.33, *в*): сначала паром из первого отбора, а затем свежим, причем оптимальное повышение энтальпии пара приблизительно одинаково в каждой ступени. Часто допускают отступление от такой разбивки ступеней перегрева для удобства организации отбора пара. Выбор того или иного способа сепарации, а также параметров, при которых она осуществляется, зависит от принципиальной тепловой схемы турбоустановки, ее характеристик, конструктивных особенностей и проводится на основании технико-экономических расчетов.

**Регенеративный подогрев питательной воды.** Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется на всех АЭС и имеет следующие особенности: 1) в области насыщенного пара подогрев питательной воды за счет отбираемого пара термодинамически более выгоден, чем в зоне перегрева; 2) отборы влажного пара дают возможность почти без потерь выводить из проточной части влагу, сконцентрированную у периферии рабочих колес, что повышает КПД и надежность последующих ступеней турбины; 3) из-за меньшей энтальпии отбираемого пара увеличивается его доля и, следовательно, уменьшается доля пара, поступающего в конденсатор, что, в свою очередь, приводит к разгрузке ступеней низкого давления. Все это увеличивает во влажно-паровых турбинных установках эффективность системы регенеративного подогрева питательной воды и выгоду от повышения ее температуры ( $t_{\text{п.в}}$ ).

В то же время с повышением  $t_{\text{п.в}}$  увеличивается необходимая паропроизводительность парогенератора, что усложняет конструкции сепарирую-

щих устройств и организацию циркуляции в кипящих реакторах.

Из экономических соображений принимается

$$t_{\text{п.в}} = (0,75 \dots 0,85)(t_{\text{п.в}}^{\text{опт}} - t_{\text{к}}) + t_{\text{к}},$$

где  $t_{\text{п.в}}^{\text{опт}}$  — термодинамически оптимальная температура питательной воды;  $t_{\text{к}}$  — температура насыщения при давлении в конденсаторе.

На практике принимают следующие значения температуры питательной воды, °С: для турбины К-220-4,3 — 225; К-500-6,4/3000 — 165; К-500-5,9/1500 — 226; К-1000-5,9/3000 — 220.

## 1.10. КЛАССИФИКАЦИЯ ТУРБИН

В зависимости от характера теплового процесса различают следующие основные типы турбин:

1) конденсационные паровые турбины, в которых весь свежий пар, за исключением пара, отбираемого на регенерацию, протекая через проточную часть и расширяясь в ней до давления, меньшего, чем атмосферное, поступает в конденсатор, где теплота отработанного пара отдается охлаждающей воде и полезно не используется;

2) турбины с противодавлением, отработавший пар которых направляется тепловым потребителям, использующим теплоту для отопительных или производственных целей;

3) конденсационные турбины с регулируемым отбором пара, в которых часть пара отбирается из промежуточной ступени и отводится тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении, а остальное количество пара продолжает работать в последующих ступенях и направляется в конденсатор;

4) турбины с регулируемым отбором пара и противодавлением, в которых часть пара отбирается при постоянном давлении из промежуточной ступени, а остальная

Таблица 1.3. Основные показатели некоторых отечественных турбин

Показатель	Т-50-12,8	ПТ-60-12,8/0,13	К-100-8,8	Т-100-12,8	К-160-12,8	ПТ-135/165-12,8/1,5	К-200-12,8	К-300-23,5	Т-250/300-23,5	К-500-23,5	К-800-23,5	К-1200-23,5
Завод-изготовитель	УТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	УТЗ	ХТЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ХТЗ	УТЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
Год постройки	1960	1957	1958	1961	1958	1973	1958	1960	1971	1964/1973	1970	1978
Номинальная мощность, МВт	55	60	110	105	160	135	210	300	250	500	800	1200
Максимальная мощность, МВт	65	75	115	120	165	165	215	320	300	535	850	1380
Начальное давление пара, МПа	12,75	12,75	8,83	12,75	12,75	12,75	12,75	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
Начальная температура пара, °С	555	565	535	555	565	555	565	560	540	540	540	540
Давление промежуточного перегрева (раздельное), МПа	Нет	Нет	Нет	Нет	2,8	Нет	2,31	3,53	3,73	3,63	3,8	3,9
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	—	—	565	—	565	565	540	540	540	540
Конечное давление пара, кПа	5,4	—	3,43	—	3,43	7,35	3,46	3,43	6,9	3,5	3,43	3,58
Температура питательной воды, °С	232	242	227	232	229	—	240	265	263	265	274	274
Число регенеративных отборов пара	7	7	8	7	7	8	7	9	8	9	8	9
Расход пара*, кг/с	92/95	—/108	111/117	127/129	127/143	208/211	165/186	—/264	265/272	—/458	670	1018
Число цилиндров и потоков	1×1 + 1×1	1×1 + 1×1	1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×2	1×1 + 1×1	1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 1×3	1×1 + 1×1 + 1×1 + 1×2	1×1 + 1×1 + 2×2	1×1 + 1×2 + 3×2	1×1 + 1×2 + 3×2
КПД установки, %	—	—	39,6	—	43,7	—	44,8	46,8	—	46,7	46,7	47,1
Удельная масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), кг/кВт	5,14	4,4	2,7	3,46	2,6	2,55	2,66	2,05	3,2	1,8	1,625	1,58
Длина последней лопадки, мм	550	665	665	550	780	850	765	1050	940	1030	960	1200

\* Дробные числа означают номинальное и максимальное значения.

часть проходит через последующие ступени и отводится к тепловому потребителю при более низком давлении.

По ГОСТ 3618-82 приняты следующие обозначения турбин. Первая буква характеризует тип турбины; К — конденсационная; Т — теплофикационная с отопительным отбором пара; П — теплофикационная с производственным отбором пара для промышленного потребителя; ПТ — теплофикационная с производственным и отопительным регулируемым отборами пара; Р — с противодействием; ПР — теплофикационная с производственным отбором и противодействием; ТР — теплофикационная с отопительным отбором и противодействием; ТК — теплофикационная с отопительным отбором и большой конденсационной мощностью; КТ — теплофикационная с отопительными отборами нерегулируемого давления.

После буквы в обозначении указываются мощность турбины, МВт (если дробь, то в числителе номинальная, а в знаменателе максимальная мощность), а затем начальное давление пара перед стопорным клапаном тур-

бины, МПа ( $\text{кгс/см}^2$  в старых обозначениях). Под чертой для турбин типов П, ПТ, Р и ПР указывается номинальное давление производственного отбора или противодействие, МПа ( $\text{кгс/см}^2$ ).

В обозначении турбин АЭС часто присутствует частота вращения ротора 25 или  $50 \text{ с}^{-1}$ .

Конденсационные турбины мощностью свыше 150 МВт работают с промежуточным перегревом пара.

Под номинальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина должна развивать длительное время при номинальных значениях всех других основных параметров.

Максимальная мощность — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать при чистой проточной части и отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты.

Основные параметры и характеристики современных отечественных турбин, наиболее распространенных на тепловых электростанциях России, приведены в табл. 1.3.

---



---

**ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ**


---



---

**2.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ПОТОКА  
СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ**

Преобразование энергии в турбинной ступени, а также энергетические характеристики других элементов проточной части турбины — стопорных и регулирующих клапанов, выходных патрубков, перепускных труб, отборов пара из корпуса турбины и других — описываются в общем случае на основе законов течения сжимаемой жидкости (пара или газа), которые изучаются в курсе гидродинамики. Механика потока сжимаемой жидкости является основой для проектирования и совершенствования проточной части турбины, а также для изучения явлений, возникающих в проточной части при эксплуатации.

В настоящей главе рассматриваются некоторые вопросы из механики сжимаемой жидкости — основные законы одномерного движения и некоторые случаи двухмерного и пространственного течения, необходимые для описания процессов в проточной части турбины.

*Одномерным* называют такое движение жидкости, когда во всех точках поперечного сечения канала параметры жидкости (скорость, давление, удельный объем и др.) можно считать постоянными, а изменение параметров происходит вдоль канала. В реальных потоках рабочего тела в паровых и газовых турбинах параметры в поперечном сечении канала не сохраняются постоянными. Например, скорость потока вблизи стенок вследствие трения всегда ниже, чем в ядре потока; в криволинейных каналах давление поперек потока изменяется, причем на границе такого канала с большим радиусом кривизны оно всегда выше, чем на границе канала с малым радиусом кривизны, и т.д. При использовании уравнений одномерного движения для потоков в проточной части турбин делают допущение о постоянстве параметров в поперечном сечении канала.

Вторым существенным допущением при расчете потоков в проточной части турбин является предположение о неизменности параметров потока во времени, т.е. поток рассматривается установившимся. В реальных потоках в проточной части турбин параметры изменяются во времени по сле-

дующим причинам. Во-первых, в каналы рабочих лопаток, вращающихся вместе с ротором, из неподвижных сопловых каналов поступает поток с различной скоростью. В момент времени, когда канал рабочих лопаток движется за кромкой сопла, скорость потока меньше, в следующий момент, когда поток поступает из центральной части соплового канала, скорость потока больше; таким образом, в канале рабочих лопаток периодически изменяется скорость потока, т.е. возникает явление, называемое *периодической нестационарностью потока* в проточной части турбин. Во-вторых, изменение параметров потока во времени возникает при сравнительно быстрых изменениях режима работы турбины: изменениях мощности, начальных параметров рабочего тела и т.п.

Кроме двух описанных допущений для потоков в проточной части турбин часто делают и другие допущения — например, об отсутствии теплообмена между потоком и стенками каналов и др.

Рассмотрим основные уравнения одномерного движения сжимаемой жидкости, необходимые для описания процесса преобразования энергии в турбинной ступени и ее расчета: уравнения состояния, неразрывности (расхода), количества движения и сохранения энергии.

**Уравнение состояния.** Параметры потока газа в каждом его сечении (в каждой точке, если поток неоднородный) связаны между собой уравнением состояния. Для идеального газа это уравнение хорошо известно и имеет вид

$$pv = RT, \quad (2.1)$$

где  $R$  — газовая постоянная.

Для пара это уравнение с некоторым приближением можно применять в случаях, когда пар находится в перегретом состоянии при достаточном удалении от состояния насыщения. Более точной для перегретого пара является зависимость

$$h = \frac{k}{k-1} pv + \text{const}, \quad (2.2)$$

т.е. энтальпия пара остается неизменной при постоянном произведении  $pv$ .

Уравнение состояния для пара в общем случае, т.е. для всей области перегретого пара, а также для области влажного пара, имеет относительно гро-

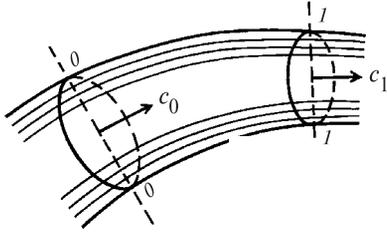


Рис. 2.1. К выводу уравнения неразрывности

моздкий вид и практически используется только при расчетах на ЭВМ.

Широкое распространение в практике расчетов получили таблицы водяного пара и построенная на основе этих таблиц  $h, s$ -диаграмма водяного пара, которые позволяют с достаточной точностью проводить расчеты состояния пара в любой области.

Изменения состояния газа при переходе от одного сечения потока к другому (от одной точки к другой) могут быть самыми различными. В частности, процесс изменения состояния при неизменной температуре называется изотермическим, при неизменном давлении — изобарным, при отсутствии теплообмена между газом и окружающей средой и без потерь механической энергии потока — изоэнтروпийным. Каждый из перечисленных процессов изменения состояния может быть описан соответствующим уравнением. Используемый в дальнейшем изоэнтروпийный процесс изменения состояния газа описывается известным уравнением изоэнтропы

$$pv^k = \text{const.} \quad (2.3)$$

Для пара показатель изоэнтропы в этом уравнении изменяется в зависимости от состояния: для перегретого пара  $k = 1,26 \dots 1,33$  и в среднем для приближенных расчетов можно принять  $k = 1,3$ , для сухого насыщенного пара  $k = 1,135$ . При расчетах с помощью  $h, s$ -диаграммы изоэнтропийное изменение состояния определяется вдоль линии  $s = \text{const.}$

**Уравнение неразрывности.** Рассмотрим канал, в котором движение сжимаемой жидкости можно считать одномерным и установившимся. Сечениями  $0-0$  и  $1-1$ , перпендикулярными направлению местной скорости потока, выделим участок канала (рис. 2.1). На основании закона сохранения массы и условия неразрывности течения для установившегося движения можно считать, что масса газа, поступившая в выделенный участок канала через сечение  $0-0$ , равна массе газа, вытекающей через сечение  $1-1$  в единицу времени, т.е.  $G_0 = G_1$ . При нарушении этого равенства между сечениями  $0-0$  и  $1-1$  происходило бы накопление или уменьшение количества газа и, следовательно,

изменение параметров газа с течением времени, что противоречит условию установившегося движения. Расход массы газа за одну секунду в сечении  $0-0$  легко подсчитывается, если известны параметры потока в этом сечении — скорость  $c_0$ , удельный объем  $v_0$ , а также площадь поперечного сечения  $F_0$ :

$$G_0 = \frac{F_0 c_0}{v_0}.$$

Аналогично вычисляется расход массы в сечении  $1-1$ :

$$G_1 = \frac{F_1 c_1}{v_1}.$$

Из равенства расходов в сечениях  $0-0$  и  $1-1$  следует

$$\frac{F_0 c_0}{v_0} = \frac{F_1 c_1}{v_1}.$$

Таким образом, для любого поперечного сечения одномерного установившегося потока расход массы есть величина постоянная для данного потока, которая определяется по уравнению

$$G = \frac{F c}{v} = \text{const.} \quad (2.4)$$

Из интегральной формы уравнения неразрывности (2.4) легко может быть получена дифференциальная форма этого уравнения. Логарифмируя и дифференцируя равенство (2.4), получаем

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}. \quad (2.5)$$

Из уравнения (2.5) следует, что относительное приращение площади поперечного сечения потока определяется относительными приращениями скорости и удельного объема. Если относительное приращение скорости больше, чем приращение удельного объема, то площадь поперечного сечения потока должна уменьшаться с увеличением скорости потока — такая зависимость выполняется для дозвуковых потоков; если же приращение скорости меньше приращения удельного объема, то площадь сечения должна увеличиваться с увеличением скорости потока — такая зависимость выполняется для сверхзвуковых потоков. Справедливость этих закономерностей доказывается в курсе гидрогазодинамики.

Если в поперечном сечении канала параметры потока нельзя считать постоянными, вычисление расхода массы через это сечение может быть выполнено интегрированием по площади с учетом

местных значений параметров потока во всех точках этого сечения:

$$G = \int_F^c \frac{c}{v} dF. \quad (2.6)$$

**Уравнение количества движения.** Для одномерного установившегося потока рассмотрим элемент жидкости, выделенный из потока двумя поперечными сечениями с площадями  $F$  и  $F + dF$ , расположенными на расстоянии  $dx$  вдоль оси потока (рис. 2.2). На этот элемент жидкости действуют следующие силы: в сечении  $F$  — сила давления  $pF$ , направленная слева направо, в сечении  $F + dF$  — сила  $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)(F + dF)$ , направленная справа налево, на боковую поверхность элемента — сила  $\left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dF$ , равная проекции сил давления, перпендикулярных этой поверхности, и направленная слева направо, и сила сопротивления (трения)  $dS$ , направленная вдоль боковой поверхности элемента противоположно скорости потока. На основании закона Ньютона сумма всех перечисленных сил равняется произведению массы выделенного элемента потока на его ускорение:

$$\frac{F dx}{v} \frac{dc}{dt} = pF + \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dF - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x}\right)(F + dF) - dS. \quad (2.7)$$

Разделим все члены этого уравнения на  $dm = F dx/v$  и, пренебрегая членами малого порядка, получим

$$\frac{dc}{dt} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{dS}{dm} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - S_1, \quad (2.8)$$

где  $S_1$  — сила сопротивления, отнесенная к единице массы потока.

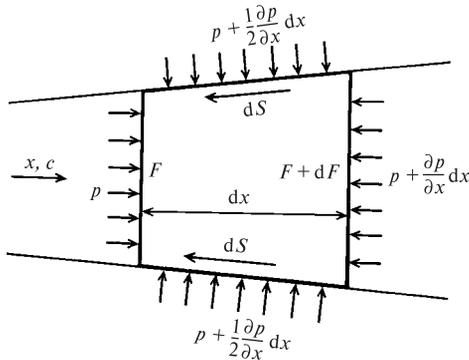


Рис. 2.2. К выводу уравнения количества движения

Для одномерного установившегося потока давление является функцией одной переменной  $x$  и

$$\text{поэтому } \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dx}.$$

Умножая левую и правую части уравнения (2.8) на  $dx$ , с учетом того, что

$$\frac{dx}{dt} = c,$$

записываем уравнение количества движения для одномерного установившегося потока в окончательном виде:

$$c dc = -v dp - S_1 dx. \quad (2.9)$$

При отсутствии сил сопротивления (трения) на боковой поверхности потока и при изэнтропийном характере течения уравнение (2.9) легко интегрируется на конечном участке потока между сечениями  $0-0$  и  $1-1$  (см. рис. 2.1). Так как  $S_1 = 0$ , то

$$c dc + v dp = 0, \quad (2.9a)$$

а условие постоянной энтропии позволяет найти удельный объем из уравнения изэнтропы (2.3):

$$v = v_0 \frac{p_0^{1/k}}{p^{1/k}}.$$

Обозначив скорость в сечении  $0-0$   $c_0$ , а в сечении  $1-1$   $c_{1t}$  (теоретическая скорость, так как процесс изменения состояния между сечениями изэнтропийный), в результате интегрирования получим уравнение количества движения (уравнение импульсов) для одномерных изэнтропийных потоков в интегральной форме:

$$\begin{aligned} \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} &= \int_{p_0}^{p_1} v dp = p_0^{1/k} v_0 \int_{p_0}^{p_1} \frac{dp}{p^{1/k}} = \\ &= \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[ 1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \end{aligned} \quad (2.10)$$

**Уравнение сохранения энергии.** Рассмотрим установившийся поток пара или газа через произвольную систему (рис. 2.3), в которой поток входит через сечение  $0-0$  и выходит через сечение  $1-1$ . Расход среды через оба сечения одинаков. Как известно из термодинамики, в сечении  $0-0$  каждый килограмм пара или газа в потоке обладает энергией, равной сумме энтальпии  $h_0$  и кинетической энергии  $c_0^2/2$ , а в сечении  $1-1$  — энергией, равной сумме энтальпии  $h_1$  и кинетической энер-

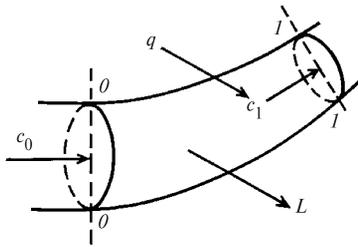


Рис. 2.3. К выводу уравнения энергии

гии потока  $c_1^2/2$ . Между сечениями 0—0 и 1—1 к каждому килограмму протекающего пара или газа в общем случае подводится теплота  $q$  и отводится механическая работа  $L$ . Тогда в соответствии с законом сохранения энергии для установившегося режима количество подводимой к системе энергии должно быть равно количеству отводимой от системы энергии:

$$h_0 + c_0^2/2 + q = h_1 + c_1^2/2 + L. \quad (2.11)$$

Уравнение сохранения энергии (2.11) справедливо как для потоков с потерями механической энергии (за счет трения и других диссипативных процессов), так и для изоэнтропийных потоков, т.е. потоков без потерь механической энергии.

В дифференциальной форме уравнение сохранения энергии для потока имеет следующий вид:

$$dh + c dc - dq + dL = 0. \quad (2.12)$$

Для энергетически изолированных потоков, т.е. для потоков без внешнего подвода (отвода) теплоты и механической работы, уравнение (2.12) запишется в виде

$$dh + c dc = 0. \quad (2.12a)$$

В интегральной форме уравнение сохранения энергии для энергетически изолированных потоков запишется в виде

$$h + c^2/2 = \text{const}, \quad (2.13)$$

т.е. для 1 кг массы рабочего тела сумма энтальпии и кинетической энергии есть величина постоянная для данного потока.

Часто энтальпию выражают через удельный объем и давление, и соответственно уравнение сохранения энергии записывается в следующей форме:

$$\frac{k}{k-1} pv + c^2/2 = \text{const}. \quad (2.14)$$

При использовании в тепловых расчетах  $h$ ,  $s$ -диаграммы и таблиц водяного пара следует уравнение сохранения энергии принимать в виде (2.13).

Важно подчеркнуть, что уравнения (2.12a) и (2.13) применимы при наличии внутренних про-

цессов перехода части кинетической энергии в тепловую энергию (в повышение энтальпии) вследствие наличия как внутреннего трения в потоке, так и трения на поверхностях канала.

В частном случае изоэнтропийного течения идеального газа уравнение энергии (2.12a) совпадает с уравнением импульсов (2.9a), а уравнение (2.14) — с уравнением (2.10), в чем легко убедиться, применяя закон изоэнтропийного процесса  $pv^k = \text{const}$  к соотношениям (2.12a) и (2.14).

## 2.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПАРАМЕТРЫ ПОТОКОВ В КАНАЛАХ

Одномерные течения в каналах разделяются на *конфузорные* и *диффузорные*.

Конфузорными называются такие течения в каналах, когда скорость рабочего тела увеличивается в направлении потока.

Диффузорными называются течения, в которых скорость рабочего тела уменьшается в направлении потока.

В проточных частях турбомашин (паровых и газовых турбин, компрессоров) конфузорными являются течения в каналах сопловых и рабочих лопаток турбин, во входных патрубках этих машин; диффузорными являются течения в каналах направляющих и рабочих лопаток компрессоров, в выходных патрубках паровых и газовых турбин и компрессоров, в диффузорных элементах стопорных и регулирующих клапанов.

Основные уравнения одномерных потоков, приведенные в предыдущем параграфе, позволяют рассчитывать течения в каналах турбомашин. Из уравнения сохранения энергии (2.13) следует, что при конфузорном течении, например в соплах турбины, вдоль потока вместе с увеличением скорости рабочего тела уменьшается его энтальпия; в диффузорных потоках, наоборот, энтальпия растет, так как скорость падает. В сопловых каналах вместе с падением энтальпии уменьшается и давление вдоль канала, т.е. в этом случае говорят о расширении рабочего тела, и наоборот, в диффузорных каналах давление увеличивается по направлению потока, в этом случае говорят о сжатии рабочего тела.

Для расчетов одномерных потоков в каналах вводят параметры полного торможения потока в данном его сечении. *Параметрами полного торможения* потока в каком-либо сечении называют фиктивные параметры, которые достигаются при полном изоэнтропийном торможении потока от состояния в этом сечении до нулевой скорости.

Параметры полного торможения могут быть подсчитаны по уравнениям сохранения энергии и



Для определения параметров полного торможения во входном сечении сопла следует отложить в  $h, s$ -диаграмме от точки  $0$  вверх по изоэнтропе отрезок  $c_0^2/2$ , соответствующий кинетической энергии скорости потока на входе в сопло. Через точку  $\bar{0}$  в конце этого отрезка проходят изобара  $\bar{p}_0$ , изотерма  $\bar{t}_0$ , линия энтальпии  $\bar{h}_0$  и другие линии параметров.

Аналогично для определения параметров полного торможения в выходном сечении сопла следует отложить в  $h, s$ -диаграмме от точки  $1$  вверх по изоэнтропе отрезок  $c_1^2/2$ , соответствующий кинетической энергии потока на выходе из сопла. Через точку  $\bar{1}$  в конце этого отрезка проходят изобара давления полного торможения  $\bar{p}_1$  и изотерма температуры полного торможения  $\bar{t}_1$ , энтальпия торможения  $\bar{h}_1 = \bar{h}_0$ , в то время как для пара  $\bar{t}_1 \neq \bar{t}_0$ .

Таким образом, в потоках с потерями кинетической энергии давление полного торможения уменьшается вдоль потока.

В отличие от параметров полного торможения  $p_0, t_0, h_0, p_1, t_1, h_1$  называют *статическими* давлением, температурой, энтальпией в соответствующих сечениях.

Разность энтальпий  $h_1 - h_{1t}$  эквивалентна работе, совершенной газом против сил трения и других диссипативных сил при реальном течении, которая превращается в теплоту и передается потоку. Другими словами, разность энтальпий  $h_1 - h_{1t}$  представляет собой потери кинетической энергии потока вследствие трения и других необратимых процессов в потоке. Для сопел эта величина потерь энергии обозначается  $\Delta H_c$  (рис. 2.4) и может быть вычислена из уравнений сохранения энергии для

теоретического и реального потоков  $h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} =$   
 $= h_1 + \frac{c_1^2}{2}$ . Поэтому

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}. \quad (2.18)$$

Для характеристики потоков важными являются понятия *скорости звука* и *критической ско-*

*рости потока*. Скорость звука определяется по статическим параметрам потока:

$$a = \sqrt{kp\bar{v}} = \sqrt{kRT}. \quad (2.19)$$

Критической скоростью потока  $c_{кр}$  называется скорость газа в том сечении, где скорость потока равна местной скорости звука:  $c = a = c_{кр}$ . Сечение, где скорость потока достигает критической скорости, называется *критическим*. Параметры потока этого сечения называются также *критическими* ( $p_{кр}, T_{кр}, h_{кр}, v_{кр}$ ).

Как следует из уравнения (2.19), местная скорость звука зависит только от статической температуры в том сечении потока, в котором вычисляется скорость звука. Следовательно, критическая скорость потока определяется по его критической температуре:

$$c_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}.$$

Для расчетов потока важными являются его безразмерные параметры. К ним относятся относительное давление  $\epsilon$ , равное отношению давления (статического) к давлению полного торможения в данном сечении  $p/\bar{p}$ , относительная температура  $T/\bar{T}$ ; относительный удельный объем  $v/\bar{v}$  и т.п. К безразмерным параметрам потоков относятся также безразмерные величины  $M$  и  $\lambda$ . Число  $M$  равно отношению скорости потока к скорости звука в данном сечении  $c/a$  и называется *числом Маха*, безразмерная скорость  $\lambda$  определяется как отношение скорости потока в данном сечении к критической скорости потока  $c/c_{кр}$ . Между любыми двумя безразмерными параметрами потока легко устанавливаются функциональные зависимости.

Рассмотрим одномерное движение газа в канале. На входе в канал заданы параметры  $p_0, t_0, c_0$ , на выходе — статическое давление  $p_1$ . Течение в канале — изоэнтропийное. Канал имеет переменное сечение, закон изменения площади сечения  $F$  по оси канала требуется определить в результате анализа.

Для изучения параметров потока по длине канала необходимы следующие уравнения: уравнение состояния (2.1); уравнение изоэнтропы (2.3); уравнение расхода (2.4); уравнение энергии (2.15). Требуется определить законы распределения всех параметров по длине канала, а именно, изменения давления  $p$ , удельного объема  $v$ , скорости  $c$  и площади поперечного сечения  $F$ .

В качестве определяющего параметра примем давление  $p$  в любом сечении канала. По граничным условиям давление в канале  $p_1 \leq p \leq p_0$ , т.е. оно

меняется в пределах от  $p = p_0$  в сечении  $0-0$  до  $p = p_1$  в сечении  $1-1$ .

Найдем закон изменения скорости  $c$  потока в произвольном сечении канала в зависимости от давления  $p$  в этом сечении. Применяя уравнение энергии (2.15) для двух сечений:  $0-0$  и произвольного, — получаем

$$\frac{c^2}{2} = \frac{k}{k-1} \bar{p}_0 \bar{v}_0 \left(1 - \frac{pv}{\bar{p}_0 \bar{v}_0}\right). \quad (2.20)$$

Заменяя отношение  $v/\bar{v}_0$  по закону изэнтропы, имеем

$$\frac{pv}{\bar{p}_0 \bar{v}_0} = \frac{T}{T_0} = \frac{p}{\bar{p}_0} \left(\frac{p}{\bar{p}_0}\right)^{-\frac{1}{k}} = \left(\frac{p}{\bar{p}_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}, \quad (2.21)$$

где  $\varepsilon = p/\bar{p}_0$  — относительное давление в произвольном сечении.

Учитывая (2.21), из (2.20) имеем закон изменения скорости по длине канала

$$\begin{aligned} c &= \left[ \frac{2k}{k-1} \bar{p}_0 \bar{v}_0 \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right) \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[ 2c_p \bar{T}_0 \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right) \right]^{\frac{1}{2}}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Удельный объем найдем по уравнению изэнтропы

$$\frac{v}{\bar{v}_0} = \left(\frac{p}{\bar{p}_0}\right)^{-\frac{1}{k}} = \varepsilon^{-\frac{1}{k}}. \quad (2.23)$$

Определим число Маха, воспользовавшись выражениями (2.19) и (2.22), в виде

$$\begin{aligned} M = \frac{c}{a} &= \left[ \frac{2}{k-1} \varepsilon^{-\frac{k-1}{k}} \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right) \right]^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left[ \frac{2}{k-1} \left( \varepsilon^{-\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}}. \end{aligned} \quad (2.24)$$

В критическом сечении  $M = 1$ , следовательно, приравняв правую часть (2.24) единице, получим критическое отношение давлений

$$\varepsilon_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{кр}}}{\bar{p}_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.25)$$

Температура в критическом сечении по уравнению изэнтропы имеет вид

$$T_{\text{кр}} = \bar{T}_0 \varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.26)$$

Скорость в критическом сечении равна скорости звука в нем, т.е.

$$\begin{aligned} c_{\text{кр}} &= (kRT_{\text{кр}})^{\frac{1}{2}} = (\bar{p}_0 \bar{v}_0)^{\frac{1}{2}} \left( k \varepsilon_{\text{кр}}^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} = \\ &= \left( \frac{2k}{k+1} \bar{p}_0 \bar{v}_0 \right)^{1/2}. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Закон изменения площади сечения канала найдем из уравнения расхода (2.4):

$$\begin{aligned} F &= G \frac{v}{c} = G \frac{\bar{v}_0}{(2c_p \bar{T}_0)^{\frac{1}{2}}} \frac{\varepsilon^{-\frac{1}{k}}}{\left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)^{\frac{1}{2}}} = \\ &= G \left(\frac{\bar{v}_0}{p_0}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{k-1}{2k}\right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon^{-\frac{1}{k}} \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}\right)^{-\frac{1}{2}}. \end{aligned} \quad (2.28)$$

Подставив  $\varepsilon_{\text{кр}}$  в (2.28), найдем критическую площадь поперечного сечения

$$F_{\text{кр}} = \frac{1}{\varkappa} G \left(\frac{\bar{v}_0}{\bar{p}_0}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.29)$$

где

$$\varkappa = \left[ k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (2.30)$$

Можно показать, что  $F_{\text{кр}}$  — площадь минимального сечения канала.

В табл. 2.1 представлены критические параметры потока при изэнтропийном расширении в соответствии с (2.25), (2.27) и (2.30).

Поделив левую и правую части (2.28) на левую и правую части (2.29), получим отношение

$$f = \frac{F}{F_{кр}} = \left[ \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{k-1}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \varepsilon^{-\frac{1}{k}} \left( 1 - \varepsilon \frac{k-1}{k} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.31)$$

представляющее собой изменение площади поперечного сечения канала по его длине в зависимости от  $\varepsilon$ .

Теперь все безразмерные параметры потока в произвольном сечении канала [ $v/\bar{v}_0$  по (2.23);  $T/\bar{T}_0$  по (2.21);  $f = F/F_{кр}$  по (2.31)] выражены через относительное давление  $\varepsilon = p/\bar{p}_0$  в этом сечении.

Вместо определяющего параметра  $\varepsilon$  используют безразмерную скорость в произвольном сечении  $\lambda = c/c_{кр}$ , где  $c_{кр}$  — скорость в критическом сечении [см. (2.27)]. Выразив  $c$  по (2.22) и  $c_{кр}$  по (2.26) и (2.27), получим

$$\lambda = c/c_{кр} = \left( \frac{k+1}{k-1} \right)^{\frac{1}{2}} \left( 1 - \varepsilon \frac{k-1}{k} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.32)$$

Из последнего соотношения следует, что максимальное значение  $\lambda$  возникает при истечении потока в пустоту, т.е. при  $\varepsilon = \varepsilon_1 = p_1/\bar{p}_0 = 0$ . Для перегретого пара  $k \approx 1,3$ , следовательно,

$$\lambda = \lambda_{\max} = \left( \frac{k+1}{k-1} \right)^{\frac{1}{2}} = 2,769.$$

Из (2.32), разрешая его относительно  $\varepsilon$ , находим

$$\varepsilon = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.33)$$

Поскольку  $\varepsilon$  в соответствии с (2.33) выражается через безразмерную скорость  $\lambda$ , то все безразмерные параметры в произвольном сечении ( $v/\bar{v}_0$ ,  $T/\bar{T}_0, f$ ), являющиеся функциями от  $\varepsilon$ , могут быть выражены в зависимости от относительной скорости  $\lambda$ . Окончательно эти соотношения имеют вид:

$$v/\bar{v}_0 = \varepsilon^{-\frac{1}{k}} = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{-\frac{1}{k-1}}; \quad (2.34)$$

$$T/\bar{T}_0 = \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2; \quad (2.35)$$

$$q = F_{кр}/F = 1/f =$$

$$= \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda. \quad (2.36)$$

Величина  $q = 1/f$  обычно называется *приведенным расходом*. Зависимости (2.34)—(2.36) называются *газодинамическими функциями*, таблицы которых приводятся в справочниках. Графики этих функций представлены на рис. 2.5 для некоторых значений показателя изэнтропы  $k$ .

Величину  $q = F_{кр}/F$  рассматривать (табулировать и графически изображать) удобнее, так как она изменяется в пределах от 0 до 1, в то время как площадь  $f$  [см. (2.31)] при крайних значениях  $\varepsilon = 0$  и  $\varepsilon = 1$  обращается в бесконечность.

В общем случае, когда  $p_0 > p_{кр}$ , а  $p_1 < p_{кр}$ , канал в соответствии с (2.31) вначале суживающийся, а затем расширяющийся. Такие каналы (сопла) называются *соплами Лавала*. Густав Патрик де Лаваль первым применил такие сопла в изобретенных им турбинах.

**Пример 2.1.** Применение газодинамических функций рассмотрим на примере определения параметров сопла Лавала (рис. 2.6, а), при этом распределение площади

Таблица 2.1. Критические параметры потоков при изэнтропийном расширении

Газ или пар, из которого образован поток	Показатель изэнтропы $k$	Критическое отношение давлений $\varepsilon_{кр}$	Критическая скорость $c_{кр}$ , м/с	Коэффициент $\kappa = \left[ k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}}$
Воздух	1,4	0,5283	$1,08 \sqrt{\bar{p}_0 \bar{v}_0}$	0,685
Перегретый пар	1,3	0,5457	$1,063 \sqrt{\bar{p}_0 \bar{v}_0}$	0,667
Сухой насыщенный пар	1,135	0,5774	$1,032 \sqrt{\bar{p}_0 \bar{v}_0}$	0,635

сечения по геометрической оси сопла (оси  $x$ ) задано (выбрано), т.е. по чертежу  $F(x)$  известно.

Требуется найти распределения параметров по оси  $x$ .

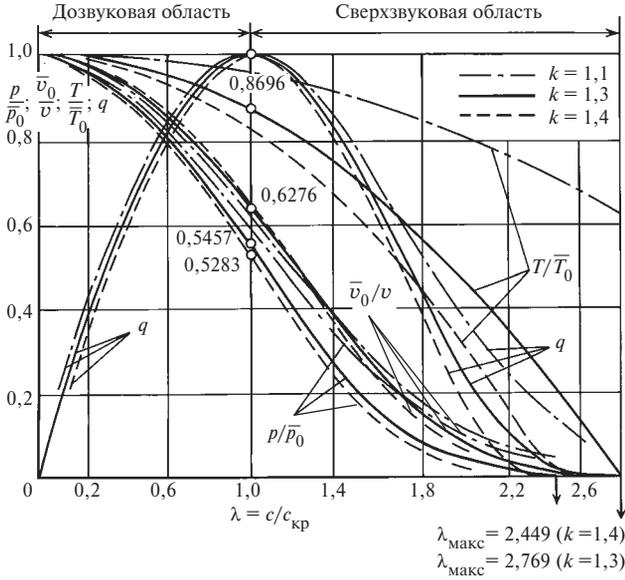


Рис. 2.5. Зависимости безразмерных параметров потока от относительной скорости  $\lambda$

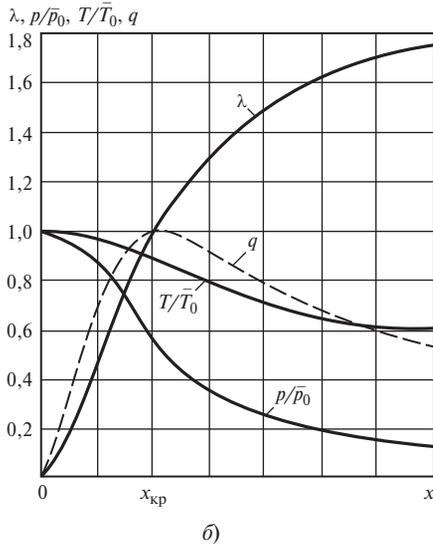
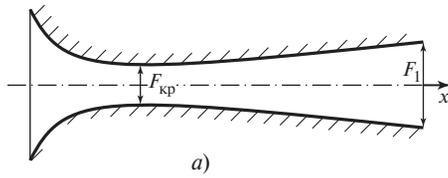


Рис. 2.6. Распределение безразмерных параметров в потоке вдоль оси сопла Лавала

**Решение.** Зная распределение  $F(x)$  и критическое значение  $F_{кр}$ , найдем  $q(x) = F_{кр}/F(x)$ . Эта функция изображена на рис. 2.6, б штриховой линией. Затем воспользуемся графиками на рис. 2.5 и при разных значениях  $q$  найдем все интересующие нас параметры: для суживающейся части сопла — по значениям  $q$  при  $\lambda < 1$ , для расширяющейся части сопла — при  $\lambda > 1$ .

Так, для  $k = 1,3$  при  $q = 0,7$  находим:  $\varepsilon = p/\bar{p}_0 \approx 0,88$ ;  $T/\bar{T}_0 \approx 0,97$  и  $\lambda \approx 0,47$ . Аналогично находим величины  $\varepsilon$ ,  $T/\bar{T}_0$  и  $\lambda$  для ряда значений  $q$ . Полученные результаты представлены на рис. 2.6, б.

Сопло Лавала в расчетном режиме имеет в критическом (минимальном) сечении давление  $p_{кр} = \varepsilon_{кр} \bar{p}_0$ , площадь  $F_{кр}$ , в выходном сечении  $p_1 < p_{кр}$ , площадь  $F_1 > F_{кр}$ , которая определяется по зависимости (2.31) или по графику рис. 2.5 при заданном значении  $p_1$ . Таким образом, в расчетном режиме каждому определенному значению давления за соплом соответствует вполне определенное значение площади выходного сечения  $F_1$ , и обратно: каждому значению выходной площади  $F_1$  для расчетного режима соответствует определенное значение давления  $p_1$  в выходном сечении сопла. Так, в рассмотренном примере заданному по чертежу значению  $F_1 = (1/0,528)F_{кр} = 1,894F_{кр}$  соответствует расчетное значение  $p_1 = 0,12\bar{p}_0$ . Если при заданном  $F_1$  давление меняется, то переходим к *нерасчетным режимам* сопла Лавала, которые представлены в § 2.8.

Рассмотрим суживающееся сопло при известном значении площади в узком сечении  $F_1$ . Если  $p_1 = p_{кр}$ , то расход через сопло по (2.29) имеет вид

$$G_{кр} = F_1 \varepsilon \left( \frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.37)$$

Если  $p > p_{кр}$ , то расход через сопло по уравнению расхода будет составлять

$$G = \frac{F_1 c_1}{v_1},$$

где  $c_1$  и  $v_1$  определяются по (2.22) и (2.23) при  $\varepsilon = \varepsilon_1 > \varepsilon_{кр}$ . Поставив в уравнение расхода значения  $c_1$  и  $v_1$ , получим

$$G = \frac{F_1 c_1}{v_1} = F_1 \left( \frac{2k}{k-1} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0} \right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon_1^{\frac{1}{k}} \left( 1 - \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.37a)$$

Поделив левую и правую части (2.37а) на левую и правую части (2.37), получим

$$\frac{G}{G_{кр}} = \frac{1}{\varkappa} \left( \frac{2k}{k-1} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{\varepsilon_1^{\frac{1}{k}}} \left( 1 - \varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (2.38)$$

где  $G_{кр}$  определяется по (2.37), а относительное давление за соплом меняется в пределах

$$\varepsilon_{кр} \leq \varepsilon_1 \leq 1.$$

Если давление за суживающимся соплом понизится:  $p_1 < p_{кр}$ , то в узком сечении сопла давление не уменьшится — оно останется равным критическому давлению  $p_{кр}$ . Это происходит вследствие того, что в узком сечении сопла скорость потока равна звуковой скорости, возмущения же распространяются также со скоростью звука, понижение давления за соплом не влияет на давление в горле сопла. Расширение пара от  $p_{кр}$  до  $p_1$  происходит за пределами сопла.

Таким образом, в узком сечении сопла устанавливаются критические параметры и постоянный расход  $G_{кр}$  при изменении давления за соплом в пределах  $0 < \varepsilon_1 < \varepsilon_{кр}$ .

На рис. 2.7 показана зависимость расхода через суживающееся сопло. Правая ветвь описывается зависимостью (2.38), левая ветвь — прямая линия  $G/G_{кр} = 1$ . Ветвь кривой правее  $\varepsilon_{кр}$  часто описывают уравнением эллипса, которое с большой степенью точности заменяет истинное уравнение расхода (2.38). В результате получаем

$$\frac{G}{G_{кр}} = \left[ 1 - \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_{кр})^2}{(1 - \varepsilon_{кр})^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{при } \varepsilon_{кр} < \varepsilon_1, \quad (2.39)$$

$$G/G_{кр} = 1 \quad \text{при } 0 < \varepsilon_1 < \varepsilon_{кр},$$

где  $G_{кр}$  находят по формуле (2.37).

Условия (2.39) дают возможность определить расход через суживающееся сопло при любом  $\varepsilon$  (при коэффициенте расхода  $\mu_1 = 1$ ).

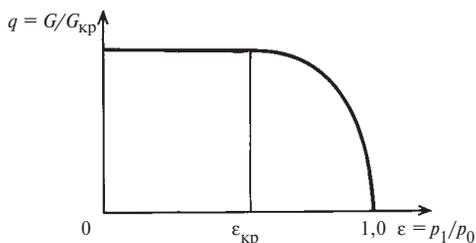


Рис. 2.7. Расход пара через сопло в зависимости от давления в выходном сечении сопла  $p_1$  при  $p_0 = \text{const}$

### 2.3. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Под турбинной ступенью понимается совокупность неподвижного ряда сопловых лопаток, в каналах которых ускоряется поток пара или газа, и подвижного ряда рабочих лопаток, в которых энергия движущегося пара или газа преобразуется в механическую работу на вращающемся роторе. На рис. 2.8 представлен схематический чертеж турбинной ступени осевого типа: в продольном разрезе вдоль оси ротора (верхняя часть от оси ротора) и развертка цилиндрического сечения по диаметру  $d$  по части сопловых и рабочих лопаток.

В данном параграфе принимаем, что все параметры потока постоянны по высоте лопаток: рассматривается ступень с короткими лопатками. В каналах сопловых лопаток рабочее тело (в дальнейшем под этим термином будем понимать пар

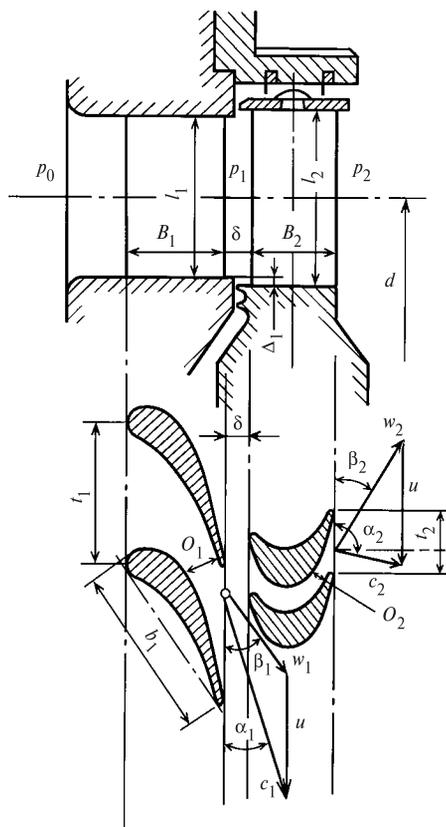


Рис. 2.8. Проточная часть осевой ступени и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени:

$O_1, O_2$  — размеры горла сопловой и рабочей решеток

или газ паровой или газовой турбины) расширяется от давления перед сопловыми лопатками  $p_0$  до давления в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками  $p_1$ . На выходе из каналов сопловых лопаток рабочее тело приобретает в процессе расширения скорость  $c_1$ , направленную под углом  $\alpha_1$  к вектору окружной скорости рабочих лопаток. Направление потока под углом задается соответствующей формой и установкой сопловых лопаток, которые видны на рис. 2.8. Рабочие лопатки перемещаются перед соплами с окружной скоростью  $u$ . Значение этой скорости зависит от диаметра  $d$ , на котором расположены рабочие лопатки, и от частоты вращения ротора  $n: u = \pi d n$ . На входе в рабочие лопатки рабочее тело в относительном движении перемещается с относительной скоростью  $w_1$ . Вектор относительной скорости  $\vec{w}$ , как известно, определяется геометрическим вычитанием из абсолютной скорости  $\vec{c}_1$  переносной скорости  $\vec{u}$ . Векторы абсолютной  $\vec{c}_1$ , переносной  $\vec{u}$  и относительной  $\vec{w}_1$  скоростей образуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки (*входной* треугольник). Угол между векторами относительной и переносной (окружной) скоростей обозначают  $\beta_1$ . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . При течении в каналах рабочих лопаток происходит дальнейшее расширение рабочего тела от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  за рабочими лопатками, а также поворот потока. За счет поворота потока и расширения рабочего тела на рабочих лопатках создается усилие и, следовательно, крутящий момент на роторе, который и производит работу. За счет поворота потока в каналах рабочих лопаток создается активная часть усилия, а за счет ускорения потока в каналах рабочих лопаток — реактивная часть усилия, действующего на рабочие лопатки.

На выходе из каналов рабочих лопаток относительная скорость рабочего тела обозначается  $w_2$  и определяется кинетической энергией в относительном движении на входе в каналы рабочей решетки и энергией при расширении рабочего тела от давления  $p_1$  до давления  $p_2$ . Сложив векторы относительной  $\vec{w}_2$  и переносной  $\vec{u}$  (окружной) скоростей, получим вектор абсолютной скорости  $\vec{c}_2$ . Угол вектора скорости  $\vec{w}_2$  с направлением, обратным  $\vec{u}$ ,

обозначают  $\beta_2$ , а его значение определяется формой профиля рабочей лопатки и ее установкой на роторе. Угол вектора скорости  $\vec{c}_2$  с направлением, обратным  $\vec{u}$ , обозначают  $\alpha_2$ . Треугольник скоростей, образованный векторами  $\vec{w}_2$ ,  $\vec{u}$  и  $\vec{c}_2$ , называют *выходным*.

Процесс течения рабочего тела в турбинной ступени изображен на рис. 2.9 в  $h, s$ -диаграмме. Расширение рабочего тела в сопловых каналах ступени от состояния перед ступенью, определяемого точкой  $0$ , до точки  $1t$  соответствует теоретическому (изоэнтальпийному) процессу течения в соплах. Реальный процесс в соплах сопровождается потерями энергии  $\Delta H_c$  [см. формулу (2.18)], которые в виде теплоты вновь возвращаются в поток и повышают энтальпию за соплами. Действительное состояние рабочего тела за соплами изображается точкой  $1$ . Разность энтальпий  $h_0 - h_{1t}$  в сумме с кинетической энергией на входе в сопла  $c_0^2/2$  составляет располагаемую энергию в соплах  $\bar{H}_{0c}$ , равную кинетической энергии потока на выходе из сопл  $c_{1t}^2/2$  при

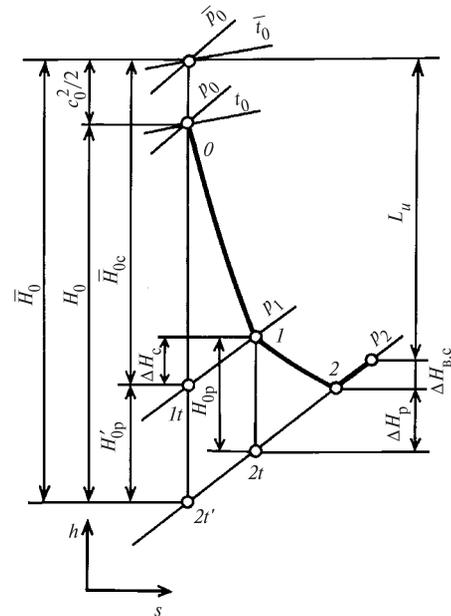


Рис. 2.9. Процесс течения пара (газа) в турбинной ступени в  $h, s$ -диаграмме

истечении без потерь энергии. В соответствии с уравнением сохранения энергии (2.16) теоретическая скорость потока на выходе из сопел определяется по формуле

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}. \quad (2.40)$$

Действительная скорость истечения из сопел из-за потерь энергии в соплах меньше  $c_{1t}$ :

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (2.41)$$

где  $\varphi$  — коэффициент скорости сопел.

Теоретический процесс расширения рабочего тела в каналах рабочих лопаток изображается линией от точки  $1$  до точки  $2t$ , разность  $h_1 - h_{2t}$  обозначается  $H_{0p}$  и называется *располагаемым теплоперепадом рабочих лопаток*, разность  $h_2 - h_{2t}$  представляет собой потери энергии в каналах рабочих лопаток  $\Delta H_p$ . Для потока в относительном движении уравнение сохранения энергии для сечений на входе и выходе из каналов рабочих лопаток запишется в следующем виде\*:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}. \quad (2.42)$$

В правой части этого уравнения отсутствует член, характеризующий отводимую от рабочих лопаток к ротору турбины механическую работу, так как механическая работа силы взаимодействия между лопаткой и потоком в координатах движущейся лопатки равна нулю. Действительно, точка приложения этой силы не перемещается по отношению к наблюдателю, вращающемуся вместе с рабочими лопатками (условно). Перемещение точки приложения силы входит сомножителем в выражение механической работы.

По аналогии с формулой (2.40) из (2.42) получим выражение для определения теоретической скорости потока в относительном движении на выходе из каналов рабочих лопаток:

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}. \quad (2.43)$$

\* Такая запись справедлива для осевой ступени при одинаковых средних диаметрах на входе и выходе из рабочей решетки. В других случаях, когда  $d_{вх} \neq d_{вых}$ , см. § 2.6.

Действительная скорость на выходе из каналов рабочих лопаток будет меньше  $w_{2t}$ :

$$w_2 = \psi w_{2t}, \quad (2.44)$$

где  $\psi$  — коэффициент скорости рабочих лопаток.

Потери энергии  $\Delta H_p$  находят по формуле, аналогичной (2.18):

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}. \quad (2.45)$$

На рис. 2.9 отрезок  $H_0$ , равный разности  $h_0 - h_{2t}$ , изображает располагаемый теплоперепад ступени по статическим параметрам, а отрезок  $\bar{H}_0$ , включающий кинетическую энергию скорости на входе в сопла  $c_0^2/2$ , — располагаемый теплоперепад ступени по параметрам полного торможения перед ступенью и статическому давлению за ней. Если на выходе из рабочих лопаток поток, обладающий кинетической энергией  $c_2^2/2 = \Delta H_{в.с}$ , попадает в камеру, то эта энергия расходуется на повышение температуры (энтальпии) рабочего тела вследствие изобарического торможения в этой камере. Величина  $\Delta H_{в.с}$  называется *потерей энергии с выходной скоростью ступени* и изображается в  $h, s$ -диаграмме, как показано на рис. 2.9.

Изображенные на рис. 2.8 треугольники скоростей на входе и выходе из каналов рабочих лопаток при расчете турбинной ступени обычно совмещают вершинами в одну точку (рис. 2.10). Для построения треугольников скоростей угол  $\alpha_1$  вектора скорости  $\vec{c}_1$  выбирают в интервале от  $11$  до  $25^\circ$ . Значение  $c_1$  определяют по (2.41). Окружную скорость рабочих лопаток рассчитывают по формуле

$$u = \pi dn,$$

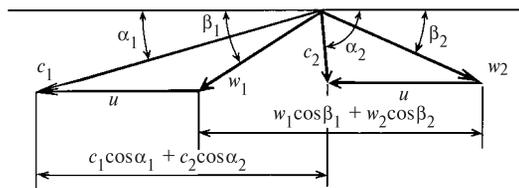


Рис. 2.10. Треугольники скоростей для потока пара (газа) в турбинной ступени

где  $d$  — средний диаметр ступени, м;  $n$  — частота вращения ротора,  $c^{-1}$ .

Из геометрических характеристик входного треугольника скоростей определяют относительную скорость  $w_1$  и угол  $\beta_1$ . Для построения выходного треугольника скоростей по формуле (2.44) находят относительную скорость  $w_2$ . Угол  $\beta_2$  вектора скорости  $\vec{w}_2$  обычно вычисляют по уравнению неразрывности, составленному для выходного сечения рабочих лопаток. Это уравнение будет рассмотрено в гл. 3. Значения абсолютной скорости  $c_2$  и угла  $\alpha_2$  определяют из геометрических характеристик выходного треугольника.

Соотношения между скоростями и углами потока в турбинной ступени в большой степени зависят от степени реактивности ступени  $\rho$ . Под степенью реактивности ступени понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток, приближенно равной располагаемому теплоперепаду ступени от параметров торможения:

$$\rho = \frac{H_{0p}}{H_{0c} + H_{0p}} \approx \frac{H_{0p}}{H_0}. \quad (2.46)$$

Чем выше степень реактивности  $\rho$ , тем больше ускоряется поток в каналах рабочих лопаток и, следовательно, относительная скорость на выходе  $w_{2t}$  увеличивается по сравнению со скоростью  $w_1$ . Ступень со степенью реактивности, равной нулю, называется *активной*. В активной ступени в каналах рабочих лопаток не происходит расширения рабочего тела, давление перед рабочими лопатками равно давлению за ними:  $p_1 = p_2$ . Турбинные ступени со степенью реактивности до 0,25 относят также к активному типу. Турбинные ступени, в которых степень реактивности равна 0,4—0,6 и более, называют *реактивными*. В многоступенчатых реактивных турбинах обычно применяют реактивные ступени со степенью реактивности  $\rho = 0,5$ .

Как правило, чисто активные ступени ( $\rho = 0$ ) не используют на практике. Реальные активные ступени всегда имеют некоторую положительную реактивность для обеспечения конфузурности течения в каналах рабочих лопаток. Как известно

из гидрогазодинамики, при конфузурности течения снижаются потери энергии в потоке.

**Усилия, действующие на рабочие лопатки.** Аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки при обтекании их рабочим телом, возникают вследствие поворота потока в каналах и его ускорения. Эти силы по своей природе являются аэродинамическими. Для их определения рассмотрим поток в рабочих лопатках (рис. 2.11), в котором выделим контур  $1-1-2-2-1$ , условно охватывающий одну лопатку. В действительности под этой лопаткой можно понимать все лопатки ступени. Правая и левая линии  $1-2$  в этом контуре конгруэнтны и расположены на одинаковом расстоянии от соответствующих поверхностей соседних профилей, а линии  $1-1$  и  $2-2$  параллельны вектору окружной скорости  $\vec{u}$ . Рассмотрим силы, действующие на выделенную контуром часть потока рабочего тела. На выделенную часть потока со стороны лопаток действует сила реакции лопаток  $\vec{R}'_л$ , со стороны отброшенной части потока — силы давления на поверхностях  $1-1$ ,  $2-2$ ,  $1-2$ . Силы давления на левой и правой поверхностях контура  $1-2$  равны по значению и противоположно направлены, поэтому взаимно уравновешиваются.

На основании закона механики импульс сил, действующих на выделенную контуром часть потока, равен изменению количества движения рабочего тела, протекающего через контур. Уравнение, соответствующее этому закону, запишем в векторной форме:

$$\vec{R}'_л dt + (\vec{p}_1 + \vec{p}_2)\Omega_л dt = dm(\vec{c}_2 - \vec{c}_1). \quad (2.47)$$

В этом уравнении первый член представляет собой импульс силы  $\vec{R}'_л$ , действующей со стороны лопа-

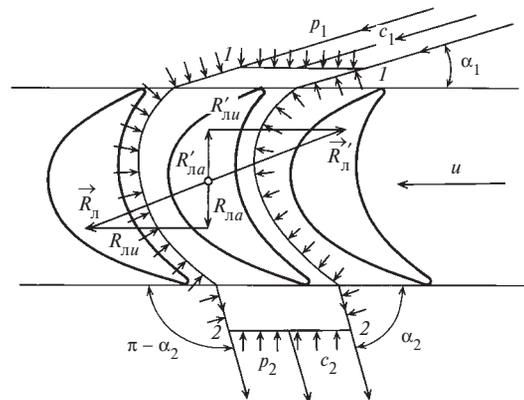


Рис. 2.11. К выводу уравнения изменения количества движения для турбинной ступени

ток на поток, второй член — импульс сил давления на поверхности  $\Omega_{\text{л}}$  1—1 и 2—2; в правой части записано изменение количества движения массы  $dm$ , вытекающей через сечение 2—2 и втекающей через сечение 1—1 за время  $dt$ . Под  $\Omega_{\text{л}}$  понимается площадь, на которой действуют силы давления  $p_1$  и  $p_2$  в предположении, что высоты лопатки на входе и выходе одинаковы ( $l_1 = l_2 = l$ ) и диаметры также одинаковы ( $d_1 = d_2 = d$ ), т.е.  $\Omega_{\text{л}} = \pi dl/z_{\text{л}} = \Omega/z_{\text{л}}$ , где

$$\Omega = \pi dl$$

— площадь, ометаемая рабочими лопатками, называемая также *выходной площадью ступени*;  $z_{\text{л}}$  — число рабочих лопаток на колесе.

Если поделить все члены равенства (2.47) на  $dt$

и обозначить  $\frac{dm}{dt} = G/z_{\text{л}}$  — расход среды через один канал;  $\vec{R}'_{\text{л}} = -\vec{R}'_{\text{л}}$  — усилие со стороны потока на одну лопатку, будем иметь

$$\vec{R}'_{\text{л}z_{\text{л}}} = (\vec{p}_1 + \vec{p}_2)\Omega + G(\vec{c}_1 - \vec{c}_2). \quad (2.47a)$$

Записывая уравнение (2.47a) в проекциях на направление окружной скорости  $u$ , получаем основное уравнение для определения окружного усилия, действующего со стороны потока рабочего тела на все рабочие лопатки турбинной ступени осевого типа:

$$R_u = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (2.48)$$

Направление окружного усилия  $R_u$  совпадает с направлением окружной скорости рабочих лопаток. Поэтому окружное усилие  $R_u$  определяет работу, совершаемую потоком на рабочих лопатках и, следовательно, на роторе турбины.

Записывая уравнение (2.47a) в проекциях на осевое направление (вдоль оси ротора), получаем основное уравнение для определения осевого усилия, действующего со стороны потока рабочего тела на все рабочие лопатки турбинной ступени осевого типа:

$$R_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2)\Omega. \quad (2.49)$$

Эта осевая составляющая усилия направлена перпендикулярно вектору окружной скорости и, следовательно, не производит работы. Однако составляющая  $R_a$  должна учитываться при расчете осевых усилий, воспринимаемых упорным подшипником ротора турбины, а также (наряду с  $R_u$ ) при определении изгибных напряжений в рабочих лопатках.

Для определения усилия, приходящегося на одну лопатку, следует величины в (2.48), (2.49) поделить на число рабочих лопаток  $z_{\text{л}}$ .

**Мощность ступени. Удельная работа.** Мощность, развиваемая на рабочих лопатках ступени, может быть определена как произведение окружного усилия  $R_u$  на окружную скорость рабочих лопаток  $u$ :

$$N_u = R_u u = Gu(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (2.50)$$

Полезная работа одного килограмма массы рабочего тела, протекающего через рабочие лопатки ступени, — удельная работа — может быть определена как отношение мощности ступени к расходу рабочего тела через ступень:

$$L_u = N_u / G = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (2.51)$$

Из треугольников скоростей (см. рис. 2.10) следует, что сумма проекций абсолютных скоростей на направление окружной скорости равна сумме проекций относительных скоростей на то же направление:  $c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2$ ; кроме того, по формулам косоугольных треугольников можно получить, что

$$uc_1 \cos \alpha_1 = \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2};$$

$$uc_2 \cos \alpha_2 = \frac{-u^2 - c_2^2 + w_2^2}{2}.$$

Используя эти соотношения, выражение (2.51) перепишем в виде

$$L_u = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2); \quad (2.51a)$$

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (2.52)$$

Из последнего соотношения видно, что удельная работа в осевой ступени равна разности кинетических энергий на входе и выходе из каналов рабочих лопаток в абсолютном движении и разности кинетических энергий на выходе и входе в относительном движении.

С помощью формулы (2.52) покажем справедливость уравнения сохранения энергии для относительного движения (2.42). С этой целью запишем уравнение сохранения энергии в абсолютном дви-

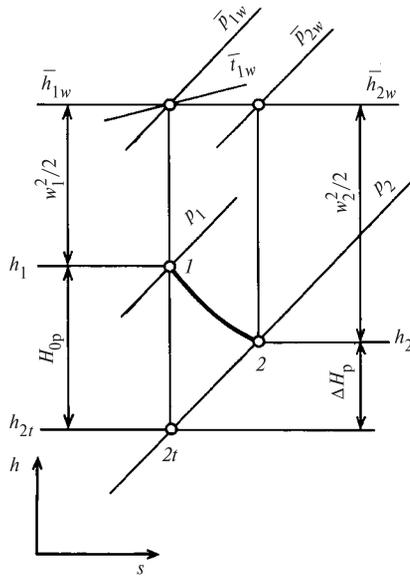


Рис. 2.12. Процесс течения в  $h, s$ -диаграмме для рабочих лопаток турбинной ступени

жени для сечений перед и за рабочими лопатками ступени:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + L_u.$$

В правой части уравнения одним из слагаемых является механическая работа, отводимая от потока в рабочих лопатках. В уравнении сохранения энергии для сопловых лопаток этот член отсутствует, т.е. в соплах механическая работа от потока не отводится. Подставляя в это уравнение выражение для  $L_u$  из (2.52), после соответствующих преобразований получаем

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} = \bar{h}_{1w},$$

т.е. в относительном движении полная энергия на входе в каналы рабочих лопаток равна полной энергии на выходе из них. На рис. 2.12 это уравнение сохранения энергии для потока в относительном движении иллюстрируется с помощью  $h, s$ -диаграммы. Точка 1 соответствует состоянию рабочего тела перед рабочими лопатками. Параметры  $\bar{p}_{1w}$  и  $\bar{t}_{1w}$  являются параметрами полного торможения в относительном движении перед рабочими лопатками, так как они получены изэнтропийным торможением потока со скоростью  $w_1$ . Температура  $\bar{t}_{1w}$  важна при оценке прочности рабочих лопаток газовых турбин, работающих при высоких температурах.

Состояние за рабочими лопатками характеризуется точкой 2, давление полного торможения для этой точки равно  $\bar{p}_{2w} < \bar{p}_{1w}$ , а энтальпия  $\bar{h}_{2w} = \bar{h}_{1w}$ .

Выше получено выражение (2.52) для удельной работы из уравнения количества движения. Можно получить формулу для удельной работы из баланса энергии на рабочих лопатках ступени. Теоретически в ступени от одного килограмма рабочего тела можно получить работу, равную располагаемой энергии  $E_0$ . Здесь под располагаемой энергией понимается сумма располагаемых теплоперепадов сопловой и рабочей лопаток, т.е.

$$E_0 = \bar{H}_{0c} + H_{0p} \approx \bar{H}_0. \quad (2.53)$$

Действительная работа на рабочих лопатках меньше теоретической из-за потерь энергии в сопловых  $\Delta H_c$  и рабочих  $\Delta H_p$  каналах, а также потерь энергии, связанных с тем, что покидающий ступень поток со скоростью  $c_2$  отводит от ступени кинетическую энергию  $c_2^2/2 = \Delta H_{в.с}$ . Таким образом, удельная работа на рабочих лопатках может быть определена по формуле

$$L_u = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с} = \bar{H}_{0c} + H_{0p} - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}. \quad (2.54)$$

Подставив в эту формулу  $\bar{H}_{0c} = \frac{c_{1t}^2}{2}$ ;  $H_{0p} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$ ;  $\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}$ ;  $\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}$ ;  $\Delta H_{в.с} = \frac{c_2^2}{2}$ , получим выражение, полностью совпадающее с (2.52):

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

На рис. 2.9 в  $h, s$ -диаграмме изображен отрезок, соответствующий  $L_u$ .

## 2.4. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЛОПАТОЧНЫЙ КПД СТУПЕНИ

Совершенство турбинной ступени характеризуется коэффициентами полезного действия. *Относительным лопаточным КПД* турбинной ступени называется отношение мощности, развиваемой на рабочих лопатках, к располагаемой мощности ступени:

$$\eta_{о.л} = N_u / N_0. \quad (2.55)$$

Если записать мощности, входящие в это уравнение, как произведения расхода рабочего тела через ступень на соответствующую удельную энергию:  $N_u = L_u G$  и  $N_0 = E_0 G$ , то выражение для относительного лопаточного КПД будет иметь вид

$$\eta_{о.л} = L_u/E_0. \quad (2.56)$$

В этой формуле  $L_u$  может быть определено или по уравнению количества движения (2.51), или из баланса потерь энергии в ступени (2.54). Располагаемая энергия  $E_0$  находится в зависимости от места расположения ступени в проточной части многоступенчатой турбины. Если за ступенью находится камера, где поток, выходящий из ступени, тормозится и энергия выходной скорости в связи с этим не используется в последующих ступенях,  $E_0 = \bar{H}_0$ . Для промежуточной ступени, энергия выходной скорости которой используется в последующей ступени, в располагаемую энергию эту энергию не включают, т.е.  $E_0 = \bar{H}_0 - \Delta H_{в.с}$  (чтобы не учитывать эту выходную энергию дважды — в данной ступени и в последующей). В общем случае располагаемую энергию ступени записывают в виде

$$E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2}. \quad (2.57)$$

Здесь  $\bar{H}_0$  — располагаемый теплоперепад ступени по параметрам торможения перед ступенью;  $\kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2}$  — часть кинетической энергии выходной скорости данной ступени, используемая в последующей ступени, причем коэффициент  $\kappa_{в.с}$  может изменяться от нуля до единицы; в частности, для ступени, за которой следует объемная камера,  $\kappa_{в.с} = 0$ . Для большей части промежуточных ступеней энергия выходной скорости может быть полностью использована в последующей ступени, в этом случае  $\kappa_{в.с} = 1$ . На рис. 2.13 приведено детальное изображение процесса в  $h, s$ -диаграмме для случая, когда значение коэффициента  $\kappa_{в.с}$  меньше единицы. При этом часть кинетической энергии выходной скорости  $(1 - \kappa_{в.с})\Delta H_{в.с}$  теряется полностью; за ступенью эта энергия расходуется на повышение температуры (энтальпии) рабочего тела при постоянном давлении. Другая часть кинетической энергии, равная  $\kappa_{в.с}\Delta H_{в.с}$ , используется в последующей ступени для совершения механической работы.

Для последующей ступени эта часть энергии будет составлять энергию входной скорости  $c_0^2/2$ .

Подставив в формулу (2.56)  $L_u$  из (2.51) или (2.51а), получим выражение для относительного лопаточного КПД ступени через проекции абсолютных или относительных скоростей:

$$\eta_{о.л} = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_0} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}. \quad (2.58)$$

Из этой формулы видно, что КПД ступени зависит от значений и направлений скоростей.

Выражение для относительного лопаточного КПД ступени можно получить также, используя формулу (2.54):

$$\eta_{о.л} = \frac{L_u}{E_0} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}(1 - \kappa_{в.с})}{E_0}. \quad (2.59)$$

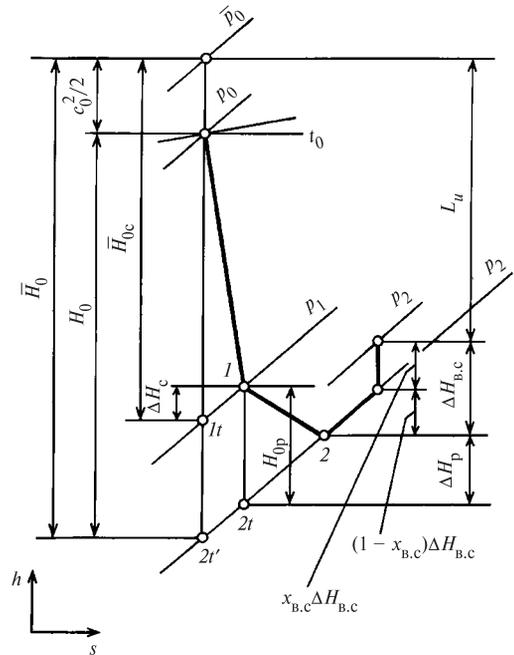


Рис. 2.13. Процесс течения в  $h, s$ -диаграмме для турбинной ступени с частичным использованием энергии выходной скорости в последующей ступени

Здесь

$$\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \bar{H}_{0c};$$

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) \left( H_{0p} + \frac{w_1^2}{2} \right)$$

— потери энергии в сопловых и рабочих каналах [см. (2.18), (2.45)];  $\Delta H_{в.с}(1 - \kappa_{в.с})$  — потери энергии с выходной скоростью.

Формулы (2.58) и (2.59) являются наиболее употребительными при расчетах турбинных ступеней. Реже используется формула для КПД, в которой числитель и знаменатель правой части выражены через квадраты скоростей. Эту формулу можно легко получить, используя выражение для работы в форме (2.52), а также формулу для располагаемой энергии

$$\begin{aligned} E_0 &= \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2} = \bar{H}_{0c} + H_{0p} - \kappa_{в.с} \frac{c_2^2}{2} = \\ &= \frac{1}{2} (c_{1t}^2 - \kappa_{в.с} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2); \\ \eta_{о.л} &= \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 - \kappa_{в.с} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2}. \end{aligned} \quad (2.60)$$

Рассмотрим, от каких факторов зависит относительный КПД ступени, т.е. попытаемся выяснить основные безразмерные параметры, определяющие значение  $\eta_{о.л}$ . Для этого преобразуем (2.58) для простейшего случая одиночной чисто активной ступени ( $\rho = 0$ ). При этом используем следующие очевидные соотношения для этой ступени:  $w_{2t} = w_1$ ;  $E_0 = \bar{H}_0 = c_{1t}^2/2$ , так как  $\rho = 0$  и  $\kappa_{в.с} = 0$ ;  $w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$  (из треугольников скоростей для любой ступени). Введем также понятие *фиктивной скорости*  $c_\phi$ , определяемой из соотношения

$$c_\phi^2/2 = \bar{H}_0. \quad (2.61)$$

Для случая активной ступени  $\rho = 0$ ,  $c_\phi = c_{1t}$ .

Подставив перечисленные соотношения в (2.58), выражение для КПД  $\eta_{о.л}$  можно преобразовать следующим образом:

$$\eta_{о.л} = \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_\phi^2} =$$

$$\begin{aligned} &= \frac{2uw_1 \cos \beta_1 \left( 1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right)}{c_\phi^2} = \\ &= \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 - u) \left( 1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right)}{c_\phi^2}. \end{aligned}$$

Так как для чисто активной ступени  $c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi c_\phi$  и  $w_2 = \psi w_1$ , окончательно получаем

$$\eta_{о.л} = 2 \frac{u}{c_\phi} \left( \varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_\phi} \right) \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (2.62)$$

Таким образом, КПД  $\eta_{о.л}$  чисто активной ступени зависит от отношения скоростей  $u/c_\phi$ , коэффициентов скоростей  $\varphi$  и  $\psi$ , углов выхода из сопловых и рабочих лопаток  $\alpha_1$  и  $\beta_2$ . Угол  $\beta_1$ , входящий в (2.62), есть функция  $\alpha_1$ ,  $u/c_\phi$  и  $\varphi$  и поэтому не является независимым параметром.

Из перечисленных параметров на значение КПД  $\eta_{о.л}$  в наибольшей степени оказывает влияние отношение скоростей  $u/c_\phi$ , которое может изменяться в зависимости от окружной скорости при переменной частоте вращения ротора турбины или от скорости  $c_\phi$  при изменении располагаемого теплоперепада ступени  $\bar{H}_0$ , поэтому  $u/c_\phi$  является важным параметром, определяющим КПД ступени. При фиксированных значениях  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\alpha_1$  и  $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$  зависимость КПД  $\eta_{о.л}$  от отношения скоростей  $u/c_\phi$  является квадратичной параболой (рис. 2.14). Парабола пересекает ось абсцисс при значениях  $u/c_\phi = 0$  и  $u/c_\phi = \varphi \cos \alpha_1$ , так как в этих точках КПД  $\eta_{о.л} = 0$ . Максимальное значение КПД  $\eta_{о.л}^{\max}$  достигается при оптимальном отношении скоростей  $(u/c_\phi)_{\text{опт}} = \varphi (\cos \alpha_1)/2$ .

Значение  $\eta_{о.л}^{\max}$  для чисто активной ступени может быть найдено из (2.62), если подставить в эту формулу оптимальное отношение скоростей  $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ :

$$\eta_{о.л}^{\max} = \frac{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (2.63)$$

Из (2.63) следует, что максимальное значение КПД для чисто активной ступени  $\eta_{0,л}^{\max}$  в большей степени зависит от коэффициента скорости сопловых лопаток  $\varphi$  и в меньшей степени от коэффициента скорости рабочих лопаток  $\psi$ . Так, увеличение  $\varphi$  на 0,01 приводит к увеличению  $\eta_{0,л}^{\max}$  на 0,017, а такое же приращение  $\psi$  вызывает приращение  $\eta_{0,л}^{\max}$  всего лишь на 0,004. Таким образом, для активных ступеней наиболее важным является аэродинамическое совершенство сопловых лопаток, при этом также важным является и совершенство рабочих лопаток.

Параболическая зависимость  $\eta_{0,л}$  от  $u/c_\phi$ , приведенная на рис. 2.14, отражает баланс энергии в чисто активной ступени. Действительно, из формулы (2.59), отражающей энергетический баланс ступени, можно получить зависимость, справедливую для ступени с любой степенью реактивности:

$$\eta_{0,л} = 1 - \xi_c - \xi_p - (1 - \kappa_{в.с})\xi_{в.с}, \quad (2.64)$$

где  $\xi_c = \Delta H_c/E_0$ ,  $\xi_p = \Delta H_p/E_0$ ,  $\xi_{в.с} = \Delta H_{в.с}/E_0$  — относительные потери энергии в соплах, каналах рабочих лопаток и с выходной скоростью ступени.

Проанализируем, как изменяются отдельные составляющие потерь энергии в зависимости от отношения скоростей  $u/c_\phi$  для ступени со степенью реактивности  $\rho = 0$  (при всех значениях отношения скоростей).

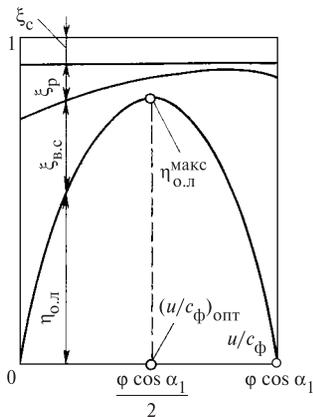


Рис. 2.14. Зависимость КПД  $\eta_{0,л}$  и потерь энергии  $\xi_c$ ,  $\xi_p$  и  $\xi_{в.с}$  от отношения скоростей  $u/c_\phi$  для ступени со степенью реактивности  $\rho = 0$

Относительные потери энергии в соплах могут быть представлены в виде

$$\xi_c = \frac{\Delta H_c}{E_0} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{c_{1t}^2} = 1 - \varphi^2.$$

Таким образом, при условии  $\varphi = \text{const}$  в чисто активной ступени потери энергии в соплах не зависят от отношения скоростей, и поэтому на рис. 2.14 потери  $\xi_c$  постоянны по значению.

Относительные потери энергии в каналах рабочих лопаток могут быть представлены в виде

$$\xi_p = \frac{\Delta H_p}{E_0} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{c_{1t}^2} = \left(\frac{w_1}{c_{1t}}\right)^2 (1 - \psi^2),$$

так как для  $\rho = 0$   $w_{2t} = w_1$ .

Если считать, что  $\psi = \text{const}$ , то зависимость  $\xi_p = f(u/c_\phi)$  полностью определяется характером изменения отношения  $w_1/c_{1t}$ . Как следует из треугольников скоростей, это отношение увеличивается при уменьшении  $u/c_\phi$ . Таким образом, потери энергии  $\xi_p$  уменьшаются при увеличении  $u/c_\phi$  от нуля до значения, при котором угол входной скорости в относительном движении  $\beta_1 = 90^\circ$ . Дальнейшее увеличение отношения скоростей приводит к росту потерь энергии в рабочих лопатках.

Относительные потери энергии с выходной скоростью могут быть представлены в виде  $\xi_{в.с} = c_2^2/c_{1t}^2$ .

Рассматривая треугольники скоростей ступени для различных отношений  $u/c_\phi$ , можно заметить, что минимальное значение коэффициента  $\xi_{в.с}$  достигается при  $\alpha_2 = 90^\circ$ , так как в этом случае отношение  $c_2/c_{1t}$  наименьшее. При отклонении угла выходной скорости от значения  $90^\circ$  как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения потери с выходной скоростью растут (рис. 2.14).

Следует также заметить, что минимальное значение потерь энергии с выходной скоростью достигается при отношении скоростей, близком к оптимальному. При оптимальном  $u/c_\phi$  угол вектора скорости  $c_2$  на несколько градусов больше угла  $\alpha_2 = 90^\circ$  ( $\alpha_2 > 90^\circ$ ).

Зависимость относительного лопаточного КПД от отношения скоростей  $u/c_\phi$  и других факторов для одиночно расположенной ступени ( $\kappa_{в.с} = 0$  и

$E_0 = c_\phi^2/2$ ) при любой степени реактивности  $\rho$  может быть получена из (2.58). Подставив в (2.58), записанное в виде

$$\eta_{\text{о.л}} = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_\phi^2},$$

выражения для скоростей:

$$\begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_{0c}} = \varphi \sqrt{2(1-\rho)\bar{H}_0} = \\ &= \varphi \sqrt{1-\rho} c_\phi; \end{aligned} \quad (2.65)$$

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 = \varphi^2(1-\rho)c_\phi^2 + \\ &+ u^2 - 2u\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} c_\phi; \end{aligned} \quad (2.65a)$$

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \sqrt{2H_{0p} + w_1^2} = \psi \sqrt{2\rho\bar{H}_0 + w_1^2} = \\ &= \psi \sqrt{\rho c_\phi^2 + w_1^2}, \end{aligned} \quad (2.66)$$

получим

$$\begin{aligned} \eta_{\text{о.л}} &= (2u/c_\phi) \left[ \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - u/c_\phi + \right. \\ &+ \left. \psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2(1-\rho) + (u/c_\phi)^2} - \right. \\ &\left. \Rightarrow \frac{-2(u/c_\phi) \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \rho}{2} \right]. \end{aligned} \quad (2.67)$$

Полученная формула показывает, что относительный лопаточный КПД ступени с любой степенью реактивности зависит, как и КПД чисто активной ступени, от  $u/c_\phi$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\beta_2$ ,  $\alpha_1$  и, кроме того, добавляется новая независимая переменная — степень реактивности  $\rho$ . Максимальное значение КПД  $\eta_{\text{о.л}}$  достигается при оптимальном отношении скоростей  $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ , которое зависит от степени реактивности  $\rho$ , угла  $\alpha_1$  и коэффициента скорости  $\varphi$ , и определяется в основном минимальным значением потерь энергии с выходной скоростью, т.е. максимальное значение КПД  $\eta_{\text{о.л}}$  соответствует режиму работы ступени, при котором угол  $\alpha_2 \approx 90^\circ$ . Используя это условие, можно получить приближенное значение оптимального отношения скоростей для ступени в зависимости от степени реактивности и угла  $\alpha_1$ . Из треугольника скоростей (см. рис. 2.10) на выходе из рабочих лопаток при  $\alpha_2 = 90^\circ$  следует, что  $c_2^2 = w_2^2 - u^2$ .

Используя (2.65) и (2.66), получаем

$$\begin{aligned} c_2^2 &= \psi^2 \rho c_\phi^2 + \psi^2 \varphi^2 (1-\rho) c_\phi^2 + \psi^2 u^2 - \\ &- 2u\psi^2 \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} c_\phi - u^2. \end{aligned}$$

Учитывая приближенность оценки, принимаем  $\varphi = 1$  и  $\psi = 1$ . В этом случае оптимальное отношение скоростей выразится в виде

$$\left( \frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} = \frac{1 - (c_2/c_\phi)^2}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho}}.$$

При условии равенства осевых проекций скоростей входного и выходного треугольников скоростей ступени

$$c_2 = c_1 \sin \alpha_1 = \varphi c_\phi \sqrt{1-\rho} \sin \alpha_1,$$

а также принимая  $\varphi = 1$ , получаем

$$\left( \frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} = \frac{\cos^2 \alpha_1 + \rho \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho}}.$$

Из-за малости величины  $\rho \sin^2 \alpha_1$  перепишем выражение для  $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$  в виде

$$\left( \frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} \approx \frac{\cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

Учитывая, что для чисто активной ступени ( $\rho = 0$ ) в выражении для  $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ , полученном выше, в числителе присутствует коэффициент скорости  $\varphi$ , приближенную формулу оптимального отношения скоростей для ступени с любой степенью реактивности можно представить в виде

$$\left( \frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} \approx \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}. \quad (2.68)$$

На рис. 2.15 представлена зависимость  $\eta_{\text{о.л}}$  и потерь энергии в ступени со степенью реактивности  $\rho = 0,5$  от отношения скоростей  $u/c_\phi$ . Оптимальное отношение скоростей для этой ступени в соответствии с (2.68) равно  $\varphi \cos \alpha_1 / \sqrt{2}$ . Сравнивая ступени со степенями реактивности  $\rho = 0$  и  $\rho = 0,5$ , замечаем, что оптимальное отношение  $u/c_\phi$  для второй ступени в  $\sqrt{2}$  раз больше, чем для первой. Следовательно, при одинаковых окружных скоростях и оптимальных  $u/c_\phi$  располагаемый теплоперепад ступени со степенью реактивности  $\rho = 0$  в 2 раза больше теплоперепада ступени со степенью реактив-

ности  $\rho = 0,5$ . При конструировании вследствие полноты кривых КПД  $\eta_{о.л} = f(u/c_\phi)$ , а также из-за влияния на  $(u/c_\phi)_{опт}$  потерь энергии от трения диска и других дополнительных потерь расчетное значение  $u/c_\phi$  выбирают немного меньше, чем следует из (2.68). Поэтому отношение располагаемых теплоперепадов активной и реактивной ступеней в реальных конструкциях обычно меньше двух. Соответственно число ступеней в реактивной турбине существенно больше, чем в активной.

Для сравнения по экономичности активных и реактивных промежуточных ступеней воспользуемся выражением (2.59) для  $\eta_{о.л}$ , где положим  $\kappa_{в.с} = 0$ ;  $c_2 = c_0$ ;  $E_0 = H_0$ . Для скоростей  $c_{1t}$  и  $w_{2t}$  принимаем зависимости (2.40) и (2.43). После преобразований из (2.59) можно получить формулу

$$\eta_{о.л} = \frac{L_u}{H_0} = \varphi^2(1 - \rho) + \psi^2\rho - \frac{c_0^2}{2H_0}(1 - \varphi^2) - \frac{w_1^2}{2H_0}(1 - \psi^2), \quad (2.69)$$

которая позволяет наглядно сравнивать КПД  $\eta_{о.л}$  активных и реактивных ступеней.

Сравнение проведем при следующих условиях: ступени имеют одинаковые окружные скорости  $u$  на среднем диаметре, одинаковые углы выхода потока из сопел  $\alpha_1$ ; обе ступени имеют осевой выход потока из ступени, т.е. в обеих ступенях  $\alpha_2 = 90^\circ$ ; осевые составляющие скорости выхода потока из сопел  $c_1 \sin \alpha_1$  равны скорости  $c_2$ .

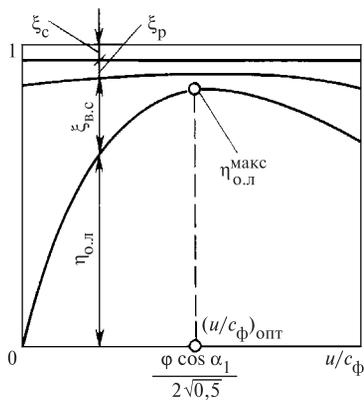


Рис. 2.15. Зависимость КПД  $\eta_{о.л}$  и потерь энергии  $\xi_c$ ,  $\xi_p$  и  $\xi_{в.с}$  от отношения скоростей  $u/c_\phi$  для ступени со степенью реактивности  $\rho = 0,5$

Принимаемые условия, как правило, выполняются для промежуточных ступеней высокого давления. Ступени, отвечающие этим условиям, назовем каноническими ступенями.

На рис. 2.16 изображены треугольники скоростей для реактивной и активной канонических ступеней.

**Пример 2.2.** Используя треугольники скоростей (рис. 2.16), сравним значения  $\eta_{о.л}$  для реактивных и активных ступеней.

Дополнительно задано: для реактивной ступени  $\varphi_p = \psi_p = 0,97$ ; для активной ступени  $\varphi_a = 0,96$ ;  $\psi_a = 0,95$ .

Различия в значениях  $\varphi$  и  $\psi$  определяются особенностями потоков в каналах сопел и рабочих лопаток и конструкций сравниваемых ступеней (см. § 2.7).

**Решение.** Оценим приближенно потери, обусловленные входными скоростями  $c_0$  и  $w_1$  в сопловых и рабочих каналах.

Учитывая условия сравнения, для канонической реактивной ступени имеем

$$\frac{w_1^2}{2H_0} = \frac{c_0^2}{2H_0} \approx \frac{c_0^2}{2L_u} = \frac{c_0^2}{2u^2},$$

для канонической активной ступени

$$\frac{c_0^2}{2H_0} \approx \frac{c_0^2}{2L_u} = \frac{c_0^2}{2uc_{1u}},$$

$$\frac{w_1^2}{2H_0} \approx \frac{w_1^2}{2L_u} = \frac{w_1^2}{2uc_{1u}}.$$

Здесь для оценки принято приближенно  $L_u \approx H_0$  в обоих случаях. Удельная работа для канонической реактивной ступени  $L_u = u^2$ , для канонической активной ступени  $L_u = uc_{1u}$ .

Необходимые для расчета величины отмечены на рис. 2.16. Подставляя величины с чертежа (в любом масштабе), получаем:

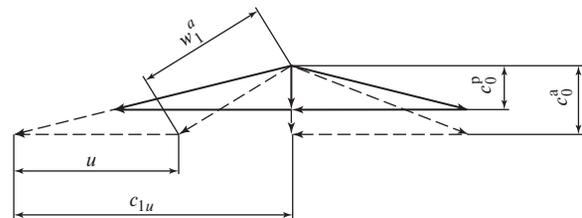


Рис. 2.16. Треугольники скоростей для реактивной и активной ступеней:

— — реактивная ступень при  $\rho = 0,5$ ; - - - — активная ступень при  $\rho = 0,2$

для реактивной ступени

$$\frac{w_1^2}{2H_0} = \frac{c_0^2}{2H_0} \approx \frac{(c_0^p)^2}{2u^2} = 0,031,$$

для активной ступени

$$\frac{c_0^2}{2H_0} \approx \frac{(c_0^a)^2}{2uc_{1u}} = 0,049,$$

$$\frac{w_1^2}{2H_0} \approx \frac{(w_1^a)^2}{2uc_{1u}} = 0,166.$$

Используя эти оценки и заданные значения  $\varphi$  и  $\psi$ , находим по (2.69) значения  $\eta_{0,л}$ . Для реактивной ступени

$$\begin{aligned} \eta_{0,л}^p &= 0,97^2 \cdot 0,5 + 0,97^2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 0,031(1 - 0,97^2) = \\ &= 0,9409 - \underline{0,00366} = 0,9372. \end{aligned}$$

Для активной ступени

$$\begin{aligned} \eta_{0,л}^a &= 0,96^2 \cdot 0,8 + 0,95^2 \cdot 0,2 - 0,049(1 - 0,96^2) - \\ &- 0,166(1 - 0,95^2) = 0,9178 - \underline{0,0200} = 0,8978. \end{aligned}$$

Активная ступень имеет  $\eta_{0,л}$  ниже на величину

$$\frac{\Delta\eta_{0,л}}{\eta_{0,л}^p} \cdot 100 = \left(1 - \frac{0,8978}{0,9372}\right) \cdot 100 = 4,2\%$$

по сравнению с реактивной ступенью.

Как следует из типичного примера, активная ступень имеет меньшее значение  $\eta_{0,л}$  вследствие меньших для нее значений  $\varphi$  и  $\psi$  и бóльших значений относительной кинетической энергии при входе в сопловые и рабочие каналы. Так, соответствующие потери в реактивной ступени составляют около 0,0037, в активной — около 0,02 (подчеркнутые числа в расчете  $\eta_{0,л}$ ).

Проведенная оценка количественно соответствует разнице в значениях  $\eta_{0,л}$  средних ступеней высокого давления турбин мощностью 200 и 300 МВт. Можно считать, что такую разницу в КПД будут иметь и проточные части высокого давления этих турбин. Однако это различие в КПД существенно снижается при учете влияния утечек, последние в реактивных ступенях заметно выше, чем в активных (см. § 3.2).

## 2.5. ДВУХВЕНЕЧНАЯ СТУПЕНЬ

В рассмотренной выше активной ступени при оптимальном отношении скоростей срабатываются сравнительно небольшие тепловые перепады  $H_0 = 30 \dots 100$  кДж/кг.

Для того чтобы при заданном значении окружающей скорости перерабатывать бóльшие теплоперепады, необходимо уменьшать значение  $u/c_\phi$ , при котором работает ступень, т.е. увеличивать скорость  $c_\phi$ . При этом в обычной ступени, называемой ниже *одновенечной*, будут иметь место большие потери энергии с выходной скоростью  $c_2$ , как это следует из рис. 2.14. Чтобы уменьшить эти потери, за рабочими лопатками ступени, работающей при малых  $u/c_\phi$ , устанавливают направляющие лопатки, с помощью которых выходящий из рабочих лопаток поток поворачивается и направляется под необходимым углом во второй ряд. Во втором ряду рабочих лопаток производится дополнительное преобразование части кинетической энергии выходной скорости потока, поступающего из первого ряда рабочих лопаток, в механическую энергию вращения ротора. Таким образом получают разновидность ступени, в которой при одном ряде сопловых лопаток устанавливаются два ряда рабочих лопаток и один ряд направляющих неподвижных лопаток. Такая ступень называется *двухвенечной* (рис. 2.17). В направляющих лопатках ступени поток, в отличие от сопловых лопаток, претерпевает только изменение направления без сколько-нибудь значительного ускорения, т.е. в них не срабатывается существенного теплоперепада. Поэтому профиль направляющих лопаток сходен с профилем рабочих лопаток. Очевидно, направляющие лопатки должны быть выполнены таким образом, чтобы направление их входных кромок соответствовало направлению вектора выходной скорости  $c_2$ .

Обозначения параметров потока в двухвенечной ступени для сопловых и рабочих лопаток первого ряда такие же, как и в одновенечной ступени; все параметры, относящиеся к направляющим и к рабочим лопаткам второго ряда, обозначаются аналогично, но с дополнительным значком штрих (рис. 2.17).

Треугольники скоростей строятся из одного полюса (рис. 2.18) так же, как и для одновенечной ступени. Углы  $\beta_2$ ,  $\alpha'_1$ ,  $\beta'_2$  определяются, как правило, из уравнений неразрывности (см. гл. 3). Угол выхода потока из направляющих решеток  $\alpha'_1$  обычно равен  $\alpha_2 - (5 \dots 10)$ , а угол выхода потока из каналов рабочих лопаток второго ряда  $\beta'_2 = \beta'_1 - (5 \dots 30)$ . Профили лопаток второго ряда так же, как и первого, являются активными, но с меньшим

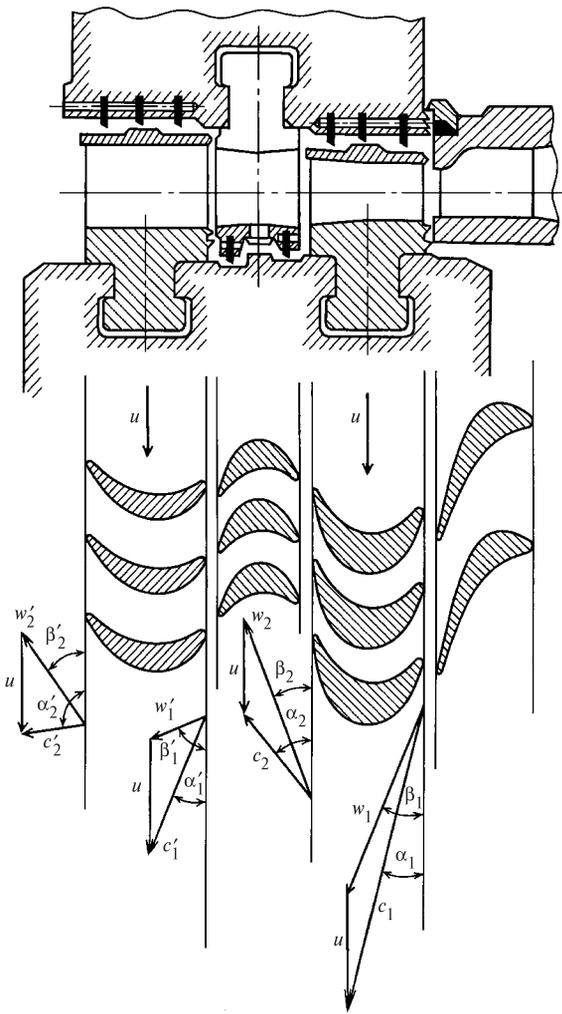


Рис. 2.17. Проточная часть, профили лопаток и треугольники скоростей двухвенечной ступени

углом поворота, т.е. углы  $\beta'_1$  и  $\beta'_2$  больше соответствующих углов лопаток первого ряда.

Из рис. 2.18 следует, что пар покидает второй ряд рабочих лопаток со скоростью  $c'_2$ , значительно меньшей, чем скорость  $c_2$  на выходе из первого ряда рабочих лопаток. Таким образом, потери с выходной скоростью в двухвенечной ступени при малом отношении скоростей  $u/c_\phi$  невелики. Следовательно, в двухвенечной ступени срабатывает большой теплотерпад при умеренных окружных скоростях и при малых потерях с выходной скоростью, т.е. при относительно высоком КПД.

Значения скоростей потока на выходе из сопловых, рабочих решеток первого ряда, направляющих и рабочих решеток второго ряда определяют по формулам, аналогичным для одновенечной ступени:

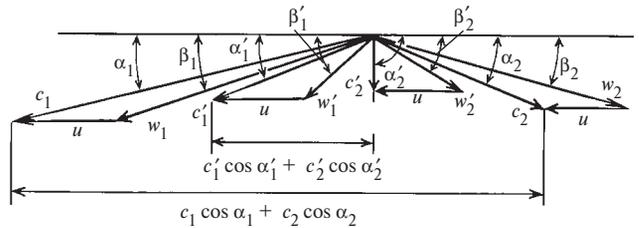


Рис. 2.18. Треугольники скоростей двухвенечной ступени

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_{0c}}; \\ w_2 &= \psi \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}; \\ c'_1 &= \psi_H \sqrt{2H_{0H} + c_2^2}; \\ w'_2 &= \psi' \sqrt{2H'_{0p} + (w'_1)^2}. \end{aligned} \right\} (2.70)$$

Здесь  $\varphi, \psi, \psi_H, \psi'$  — коэффициенты скорости;  $\bar{H}_{0c}$ ,  $H_{0p}$ ,  $H_{0H}$ ,  $H'_{0p}$  — располагаемые теплотерпады сопловых, рабочих решеток первого ряда, направляющих и рабочих решеток второго ряда соответственно. Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме двухвенечной ступени приведен на рис. 2.19.

Отношение располагаемых теплотерпадов рабочих и направляющих решеток к располагаемому теплотерпаду всей ступени называют *степенью реактивности соответствующей решетки*:

$\rho = H_{0p}/\bar{H}_0$  — степень реактивности рабочих решеток первого ряда;  $\rho_H = H_{0H}/\bar{H}_0$  — степень реактивности направляющих решеток;  $\rho' = H'_{0p}/\bar{H}_0$  — степень реактивности рабочих решеток второго ряда.

Значения степеней реактивности обычно невелики и составляют 0,02—0,06. Небольшая степень реактивности вводится для того, чтобы обеспечить конфузорное течение в каналах рабочих и направляющих лопаток и таким образом уменьшить потери энергии.

Используя понятия степени реактивности, формулы (2.70) можно преобразовать к следующему виду:

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_0(1 - \rho - \rho_H - \rho')}; \\ w_2 &= \psi \sqrt{2\bar{H}_0\rho + w_1^2}; \\ c'_1 &= \psi_H \sqrt{2\bar{H}_0\rho_H + c_2^2}; \\ w'_2 &= \psi' \sqrt{2\bar{H}_0\rho' + (w'_1)^2}. \end{aligned} \right\} (2.71)$$

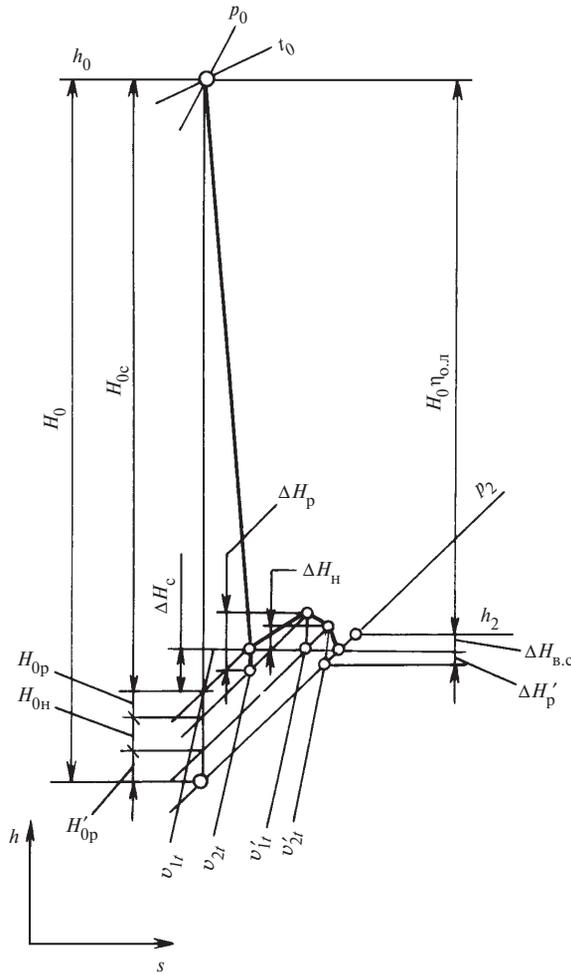


Рис. 2.19. Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для двухвенечной ступени

По аналогии с (2.48) можно получить соответствующие выражения для усилий, действующих в окружном направлении на рабочие лопатки первого ряда

$$R_u^I = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.72)$$

и на рабочие лопатки второго ряда

$$R_u^{II} = G(c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2). \quad (2.73)$$

По аналогии с (2.51) удельная полезная работа рабочего тела на рабочих лопатках первого ряда

$$L_u^I = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.74)$$

и на рабочих лопатках второго ряда

$$L_u^{II} = u(c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2). \quad (2.75)$$

Удельная работа на лопатках всей двухвенечной ступени определяется по формуле

$$L_u = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 + c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2) = u(w \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2 + w'_1 \cos \beta'_1 + w'_2 \cos \beta'_2). \quad (2.76)$$

Относительный лопаточный КПД двухвенечной ступени — это отношение работы, производимой 1 кг массы рабочего тела на лопатках ступени, к располагаемой работе:

$$\eta_{о.л} = \frac{L_u}{E_0} = \frac{u \sum c_u}{E_0} = \frac{u \sum w_u}{E_0}. \quad (2.77)$$

Выражение для определения полезной работы (2.76), полученное с помощью треугольников скоростей, можно вывести из баланса энергии ступени. Для этого необходимо из располагаемой энергии ступени  $E_0$  вычесть потери энергии потока в соплах, каналах рабочих и направляющих лопаток, а также потери с выходной скоростью ступени. По аналогии с одновенечной ступенью эти потери энергии определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_c &= (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \bar{H}_{0c}; \\ \Delta H_p &= (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) \left( H_{0p} + \frac{w_1^2}{2} \right); \\ \Delta H_n &= (1 - \psi_n^2) \frac{(c'_{1t})^2}{2} = \\ &= (1 - \psi_n^2) \left( H_{0n} + \frac{c_2^2}{2} \right); \\ \Delta H'_p &= [1 - (\psi')^2] \frac{(w'_{2t})^2}{2} = \\ &= [1 - (\psi')^2] \left[ H'_{0p} + \frac{(w'_1)^2}{2} \right]; \\ \Delta H'_{в.с} &= (c'_2)^2 / 2. \end{aligned} \right\} (2.78)$$

Таким образом, полезная работа на лопатках ступени

$$L_u = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_n - \Delta H'_p - (1 - \kappa_{в.с}) \Delta H'_{в.с}. \quad (2.79)$$

Относительный лопаточный КПД в этом случае находится по формуле

$$\eta_{0,л} = L_u/E_0 = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_n - \xi'_p - (1 - \kappa_{в.с.}) \xi_{в.с.} \quad (2.80)$$

Характер зависимости  $\eta_{0,л}$  от отношения скоростей  $u/c_\phi$  для двухвенечной ступени, как и для одновенечной, определяется законом изменения потерь энергии в проточной части  $\xi_c = \Delta H_c/E_0$ ,  $\xi_p = \Delta H_p/E_0$ ,  $\xi_n = \Delta H_n/E_0$ ,  $\xi'_p = \Delta H'_p/E_0$  и с выходной скоростью  $\xi_{в.с.} = (c'_2)^2/2$ . Коэффициент потерь в сопловых решетках не зависит от отношения скоростей  $u/c_\phi$ , т.е. остается неизменным, как и для одновенечных ступеней. Коэффициенты потерь энергии в рабочих решетках уменьшаются с возрастанием  $u/c_\phi$  в диапазоне от 0 до некоторого значения, превышающего оптимальное значение  $(u/c_\phi)_{опт}$  (рис. 2.20, а), при котором достигается

максимум КПД  $\eta_{0,л}^{макс}$ . Значение  $(u/c_\phi)_{опт}$  в наибольшей степени определяется характером зависимости потерь с выходной скоростью от отношения  $u/c_\phi$ . Коэффициент потерь с выходной скоростью достигает минимального значения вблизи оптимального отношения  $(u/c_\phi)_{опт}$ . При этом угол вектора выходной скорости  $\alpha'_2 \approx 90^\circ$ , а скорость  $c'_2$ , как следует из треугольников скоростей, минимальна (при условии неизменного теплоперепада ступени).

Для оценки оптимального отношения скоростей  $(u/c_\phi)_{опт}$  рассмотрим треугольники скоростей, соответствующие углу выхода потока  $\alpha'_2 \approx 90^\circ$  и построенные при упрощающем предположении, которое незначительно искажает реальную картину процесса: осевые проекции скоростей всех треугольников одинаковы, т.е.  $c_1 \sin \alpha_1 = c_2 \sin \alpha_2 = c'_1 \sin \alpha'_1 = c'_2 \sin \alpha'_2$ ;  $\beta_2 = \beta_1$ ;  $\alpha'_1 = \alpha_2$ ;  $\beta'_2 = \beta'_1$ ;  $w_2 = w_1$ ;  $c'_1 = c_2$ ;  $w'_2 = w'_1$  (рис. 2.20, б). В этом случае концы ближайших векторов скоростей соседних треугольников расположены на расстоянии, равном  $u$ , и из треугольников скоростей следует равенство  $c_1 \cos \alpha_1 = 4u$ , которое позволяет получить выражение для оптимального отношения скоростей:

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{опт} = \frac{\cos \alpha_1}{4},$$

или

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{опт} = \left(\frac{u}{c_{1t}}\right)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{4} \quad (2.81)$$

Аналогичным образом можно показать, что оптимальное отношение для трехвенечной ступени при нулевой степени реактивности во всех рядах лопаток будет равно

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{6} \quad (2.82)$$

В общем случае для  $m$ -венечной ступени

$$\left(\frac{u}{c_\phi}\right)_{опт} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2m} \quad (2.83)$$

Таким образом, оптимальное отношение скоростей для двухвенечной ступени в 2 раза меньше оптимального отношения скоростей для одновенеч-

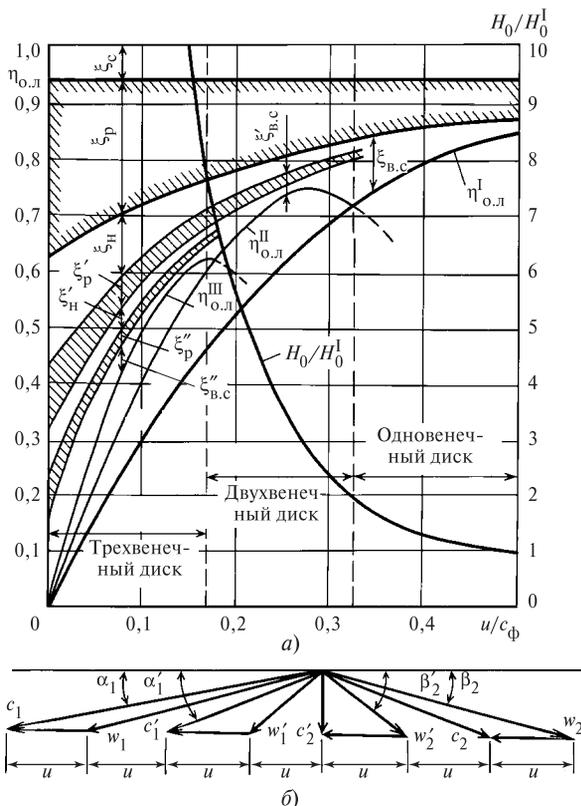


Рис. 2.20. Зависимости  $\eta_{0,л}$  и составляющих потерь от энергии в одно-, двух- и трехвенечной ступенях (а) и треугольники скоростей к определению оптимального отношения скоростей для двухвенечной ступени (б)

ной ступени, а для трехвенечной ступени — в 3 раза. Следовательно, применение многовенечных ступеней позволяет при заданной окружной скорости лопаток перерабатывать большие теплоперепады по сравнению с одновенечными ступенями. Для двухвенечной ступени располагаемый теплоперепад больше, чем для одновенечной, в 4 раза:

$$\frac{H_0^{\text{II}}}{H_0^{\text{I}}} = \frac{(c_{\phi})_{\text{II}}^2}{(c_{\phi})_{\text{I}}^2} \left[ \frac{u}{(u/c_{\phi})_{\text{II}}} \right]^2 : \left[ \frac{u}{(u/c_{\phi})_{\text{I}}} \right]^2 \approx \left( \frac{0,5}{0,25} \right)^2 = 4.$$

Для трехвенечной ступени располагаемый теплоперепад больше, чем для одновенечной, в 9 раз:

$$\frac{H_0^{\text{III}}}{H_0^{\text{I}}} \approx \left( \frac{0,5}{0,17} \right)^2 \approx 9.$$

Увеличение  $\eta_{\text{о.л}}$  многовенечных ступеней по сравнению с одновенечными при малых отношениях скоростей  $u/c_{\phi}$  достигается за счет использования кинетической энергии выходной скорости первого венца в двухвенечной ступени и дополнительно энергии выходной скорости второго венца в трехвенечной. В соответствии с рис. 2.20 применять одновенечные ступени целесообразно при отношениях скоростей  $u/c_{\phi} > 0,3$ , двухвенечные ступени — при  $0,17 < u/c_{\phi} < 0,3$  и трехвенечные ступени — при  $u/c_{\phi} < 0,17$ . Однако максимальное значение КПД многовенечных ступеней всегда меньше максимального значения КПД одновенечной ступени по следующим причинам:

1) увеличиваются потери энергии в рабочих лопатках первого ряда из-за существенного повышения скоростей  $w_1$  и  $w_2$ ;

2) добавляются потери энергии в направляющих и рабочих лопатках второго ряда, а для трехвенечной — дополнительно во втором ряду направляющих и третьем ряду рабочих лопаток.

Поэтому многовенечные ступени применяют в качестве регулирующих ступеней, в которых србатывается большой теплоперепад, а также в тех случаях, когда требуется изготовить турбину дешевой или с малой металлоемкостью.

При выполнении многовенечных ступеней для улучшения аэродинамических характеристик рабочих и направляющих лопаток вводят небольшую степень реактивности на рабочих и направляющих венцах, чтобы обеспечить конфузорное течение в них. Большие степени реактивности вводить нецелесообразно, так как ступени скорости, как правило,

работают с подводом рабочего тела не по всей окружности, на которой расположены рабочие лопатки, а по ее части, т.е. конструктивно эти ступени выполняются с парциальным подводом. При этом большая степень реактивности сопровождается большими утечками рабочего тела на концах дуги подвода.

Обычно степень реактивности суммарно по венцам двухвенечной ступени допускают не более 12%. Введение небольшой степени реактивности повышает КПД двухвенечной ступени и одновременно увеличивает значение оптимального отношения скоростей  $(u/c_{\phi})_{\text{опт}}$  от 0,23 для чисто активной ступени до 0,3 для ступени с суммарной степенью реактивности 12—15%.

Примеры конструктивного выполнения двухвенечных ступеней и определения размеров лопаток рассмотрены в гл. 3.

## 2.6. РАДИАЛЬНЫЕ И РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ СТУПЕНИ

Кроме широко распространенных осевых ступеней для паровых и газовых турбин находят применение *радиальные* и *радиально-осевые ступени*. Радиальными называются такие ступени, в которых линии тока рабочего тела находятся в плоскости, перпендикулярной оси ротора турбины (рис. 2.21). Если рабочее тело движется в направлении от оси турбины к периферии, то радиальные ступени называют *центробежными*, а если от периферии к оси — *центростремительными*.

Радиально-осевыми называют такие ступени, в которых поток в сопловых лопатках направлен от периферии к оси турбины, а поток в рабочих лопатках имеет радиально-осевое направление (рис. 2.22, а). Радиально-осевые ступени могут применяться как в однопоточном, так и в двухпоточном исполнении. В последнем случае они могут использоваться на входе в двухпоточные цилиндры (обычно ЦНД и ЦСД). Рабочие лопатки радиально-осевых ступеней выполняют в различных вариантах, например с протяженной радиальной частью, выполненной в виде радиальных пластин, и с осевой частью небольшой протяженности, в которой

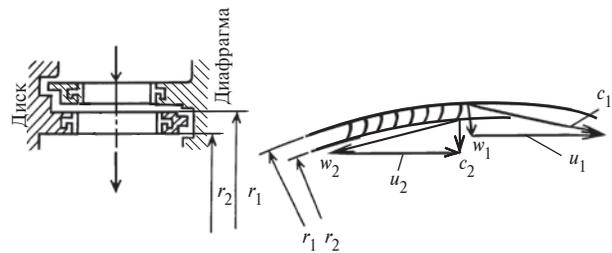


Рис. 2.21. Радиальная центростремительная ступень

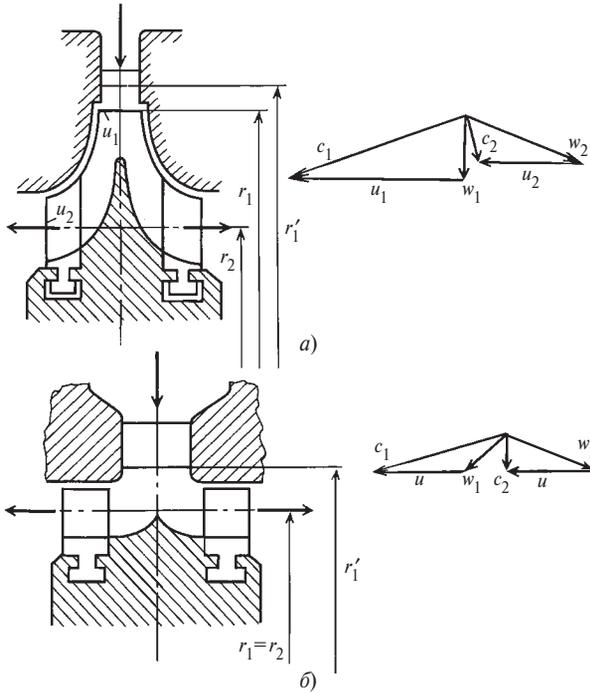


Рис. 2.22. Радиально-осевые ступени с радиальными пластинами (а) в поворотной камере и без них (б)

лопатки аналогичны рабочим лопаткам осевых ступеней (рис. 2.22, а), в виде ступеней, в которых радиальные пластины отсутствуют, рабочие лопатки осевые, поворот потока из радиального направления в осевое осуществляется в безлопаточной поворотной камере с обтекателем (рис. 2.22, б).

Для расчета преобразования энергии рабочего тела в механическую работу на рабочем венце в радиальных и радиально-осевых ступенях рассмотрим вывод основных соотношений на примере радиальной ступени (см. рис. 2.21). Эти расчетные соотношения применимы для ступеней любого типа.

На основании теоремы о моменте количества движения момент, развиваемый потоком на рабочих лопатках ступени, равен изменению моментов количества движения потока на входе и выходе из каналов рабочих лопаток:

$$M = G(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}).$$

Здесь  $r_1$  и  $r_2$  — радиусы входного и выходного сечений потока в рабочих лопатках;  $c_{1u}$  и  $c_{2u}$  — проекции абсолютных скоростей  $c_1$  и  $c_2$  на направление окружной скорости  $u$ , которые, как и для осевых ступеней, определяются из треугольников скоростей:  $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$ ,  $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$ .

Мощность, развиваемая потоком на лопатках ступени, определится как произведение момента на угловую скорость ротора:

$$N_u = M\omega = G(u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2).$$

Удельная работа, производимая на лопатках ступени, определится по формуле

$$L_u = N_u / G = u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2.$$

Преобразуя правую часть этого соотношения с помощью треугольников скоростей, получаем

$$L_u = 0,5(c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 - u_2^2 + u_1^2). \quad (2.84)$$

Для потока рабочего тела в каналах рабочих лопаток справедливо уравнение сохранения энергии в виде

$$c_1^2 / 2 + h_1 = c_2^2 / 2 + h_2 + L_u. \quad (2.85)$$

Подставляя в правую часть этого соотношения (2.84), получаем

$$h_1 + w_1^2 / 2 = h_2 + w_2^2 / 2 - 0,5(u_2^2 - u_1^2). \quad (2.86)$$

Формулу (2.86) следует рассматривать как уравнение сохранения энергии потока в относительном движении в каналах рабочих лопаток: сумма потенциальной и кинетической энергии потока на входе в каналы в относительном движении равна сумме потенциальной и кинетической энергии на выходе из каналов минус энергия, затрачиваемая потоком на преодоление поля центробежных сил.

Для изоэнтропийного потока уравнение (2.86) принимает вид

$$h_1 + w_1^2 / 2 = h_{2t} + w_{2t}^2 / 2 - 0,5(u_2^2 - u_1^2). \quad (2.87)$$

Из (2.87) теоретическая относительная скорость на выходе из рабочих лопаток

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2 + (u_2^2 - u_1^2)}, \quad (2.88)$$

где  $h_1 - h_{2t} = H_{0p}$  — располагаемый теплоперепад в рабочих лопатках (см. рис. 2.9).

Действительную относительную скорость определяют, как и для осевых ступеней, по формуле (2.44).

Степень реактивности радиальных и радиально-осевых ступеней, как и осевых, находят по формуле (2.46), которую с помощью (2.87) можно привести к виду

$$\rho = \frac{H_{0p}}{\bar{H}_0} = \frac{(w_{2t}^2 - w_1^2) - (u_2^2 - u_1^2)}{c_\phi^2}. \quad (2.89)$$

Из этой формулы следует, что для центростремительных радиальных и радиально-осевых ступеней ( $u_2 < u_1$ ) при равенстве  $w_{2t} = w_1$  степень

реактивности положительная ( $\rho > 0$ ). При этом условии степень реактивности осевых ступеней ( $u_2 = u_1$ ) равна нулю. Таким образом, в радиальных и радиально-осевых ступенях часть располагаемого теплоперепада рабочих лопаток обусловлена полем центробежных сил. Эта часть теплоперепада равна  $u_1^2/2 - u_2^2/2$ .

Относительный лопаточный КПД радиальных и радиально-осевых ступеней определяется по формуле

$$\eta_{о.л} = \frac{L_u}{E_0} = \frac{2(u_1 c_1 \cos \alpha_1 + u_2 c_2 \cos \alpha_2)}{c_2^2 - \kappa_{в.с} c_2^2} \quad (2.90)$$

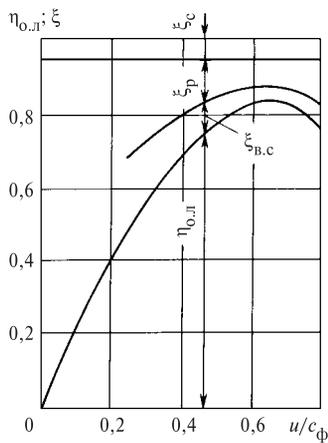


Рис. 2.23. Зависимость относительного лопаточного КПД радиально-осевой ступени от  $u/c_\phi$

На рис. 2.23 представлена зависимость  $\eta_{о.л}$  от отношения скоростей  $u/c_\phi$  для радиально-осевой ступени двухпоточного типа с радиальными пластинами во входной части лопаточного аппарата ротора. В этой ступени наряду с потерями с выходной скоростью на оптимальное отношение скоростей  $(u/c_\phi)_{опт}$  весьма существенное влияние оказывают потери энергии в рабочих лопатках, которые минимальны вблизи значений  $u/c_\phi$  при  $\beta_1 \approx 90^\circ$ .

Для радиальных ступеней с отношением скоростей  $u_1/u_2$ , близким к единице, и для радиально-осевой ступени с безлопаточной поворотной камерой отношение  $(u/c_\phi)_{опт}$  можно определять по формуле (2.68).

Для радиально-осевых ступеней с радиальными пластинами во входной части рабочих лопаток значение  $(u/c_\phi)_{опт}$  находится в пределах 0,65—0,67 при степени реактивности  $\rho = 0,45 \dots 0,50$ .

Особой разновидностью радиальных ступеней являются ступени, которые используются в турбинах типа Юнгстрем. В этих ступенях неподвижных направляющих лопаток нет; два последовательных ряда рабочих лопаток укреплены на роторах, вращающихся в противоположных направлениях. Обычно лопатки правого и левого вращения выполняют с одинаковым реактивным профилем. Треугольники скоростей такой ступени показаны на рис. 2.24. Здесь значение абсолютной скорости на выходе из лопаток предыдущего ряда  $c_2^{пр}$  может рассматриваться как абсолютная скорость на входе

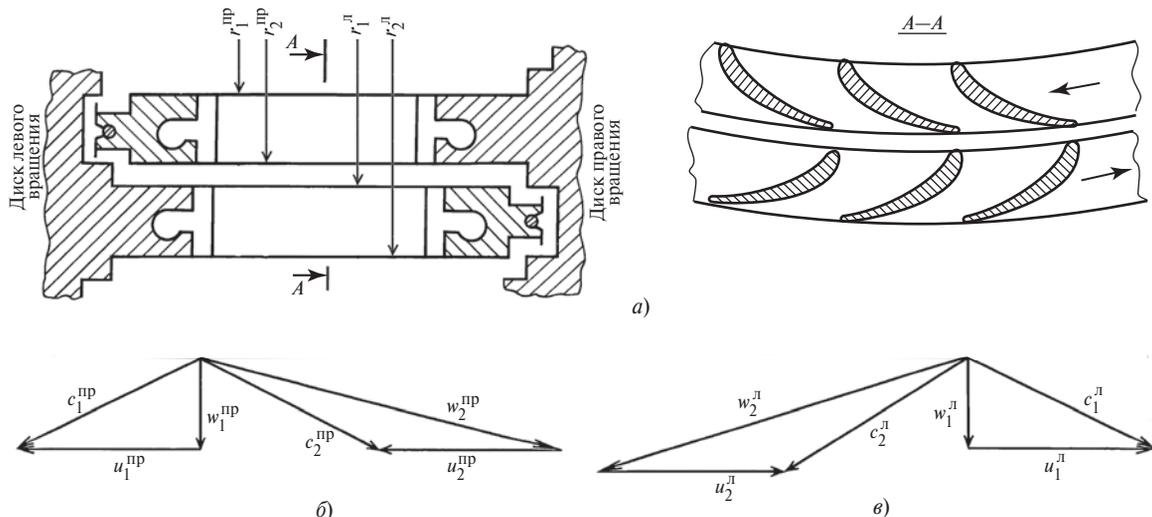


Рис. 2.24. Лопаточный аппарат рабочих колес турбины типа Юнгстрем (а), треугольники скоростей на рабочих лопатках правого (б) и левого (в) вращения

в последующий ряд рабочих лопаток  $\bar{c}_1^{\text{л}}$ . Увеличение относительной скорости в рабочих лопатках достигается за счет располагаемого теплоперепада, приходящегося на ряд рабочих лопаток. Конфигурация треугольников скоростей для оптимальных условий в рассматриваемой ступени совпадает с конфигурацией треугольников скоростей активной ступени при условии замены относительных скоростей на абсолютные. Таким образом, оптимальное отношение скоростей  $u/w_{2t}$  для ряда рабочих лопаток рассматриваемой ступени совпадает с оптимальным отношением скоростей для активной ступени. Следовательно, при одинаковых окружных скоростях в каждом ряду рабочих лопаток в турбине типа Юнгстрем срабатывается такой же теплоперепад, как и в активной ступени с неподвижными сопловыми лопатками.

## 2.7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕШЕТОК ТУРБИНЫХ СТУПЕНЕЙ

В турбинных ступенях различают *сопловые* (направляющие) и *рабочие решетки*.

Сопловая (направляющая) решетка — это совокупность неподвижных (направляющих) лопаток ступени, установленных в статоре турбины.

Рабочая решетка — это совокупность подвижных рабочих лопаток ступени, установленных на роторе турбины. Все лопатки сопловой решетки имеют одинаковый по форме профиль и расположены на одинаковом расстоянии друг от друга. Аналогично, все рабочие лопатки находятся на одинаковом расстоянии друг от друга и имеют одинаковый профиль.

Геометрические характеристики сопловой решетки осевой ступени приведены на рис. 2.25. Здесь представлены меридиональное сечение (полученное при пересечении плоскостью, проходящей через ось турбины) (рис. 2.25, а) и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени (рис. 2.25, б).

Потери энергии и другие газодинамические характеристики решеток зависят от геометрической формы канала между соседними лопатками, которая определяется формой профиля лопатки. Поэтому основной геометрической характеристикой решетки следует считать тип и форму профиля лопатки. На рис. 2.25 показана решетка с суживаю-

щимися каналами и соответствующей формой профиля, применяемая для потоков с дозвуковыми скоростями. Формы профилей для других условий течения будут рассмотрены ниже.

Рассмотрим часто используемые геометрические характеристики сопловых решеток:

шаг решетки  $t_1$  — расстояние между соседними профилями; измеряется отрезком между сходственными точками соседних профилей;

горло  $O_1$  — минимальный размер канала на выходе из решетки; измеряется диаметром вписанной в канал окружности;

эффективный угол выхода потока  $\alpha_{1э} = \arcsin(O_1/t_1)$ . Этот геометрический параметр в большой степени определяет направление потока за решеткой;

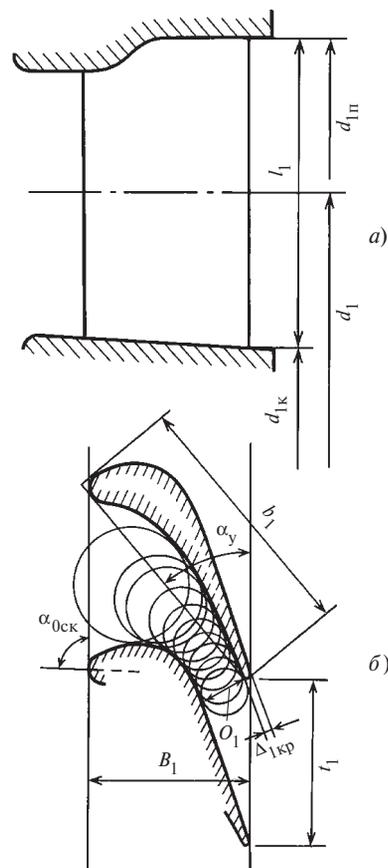


Рис. 2.25. Геометрические характеристики сопловой решетки: а — меридиональное сечение; б — развертка цилиндрического сечения

хорда профиля  $b_1$  — расстояние между наиболее удаленными точками профиля (в цилиндрическом сечении);

ширина решетки  $B_1$  — расстояние по перпендикуляру к фронту решетки. Фронтом решетки называется линия, параллельная направлению окружной скорости рабочих лопаток;

угол установки профиля в решетке  $\alpha_y$  — угол между направлением, противоположным направлению окружной скорости, и касательной к выходной и входной кромкам профиля. Изменяя угол установки профиля в небольших пределах, при формировании решетки можно получить различные значения эффективного угла выхода  $\alpha_{13}$ ;

толщина выходной кромки лопатки  $\Delta_{1кр}$  — диаметр окружности, вписанной между обводами профиля вблизи выходной кромки;

высота (длина) лопатки на выходе из решетки  $l_1$  — размер канала на выходе из решетки, измеряемый по радиусу ступени;

средний диаметр решетки  $d_1$  — диаметр окружности, проходящей через точки, делящие высоту (длину) лопатки пополам;

степень парциальности  $e$  — отношение длины дуги  $L$ , занятой соплами, ко всей длине окружности с диаметром, равным среднему диаметру решетки:

$$e = L / (\pi d_1). \quad (2.91)$$

Определения геометрических характеристик для сопловой решетки справедливы и для рабочей решетки. *Геометрические характеристики рабочей решетки* приведены на рис. 2.26 и имеют следующие обозначения:

$$t_2, O_2, \beta_{23} = \arcsin \frac{O_2}{t_2}, b_2, B_2, \beta_y, \Delta_{2кр}, l_2 \text{ и } d_2,$$

данные в порядке соответствующих характеристик сопловой решетки. На рис. 2.26 представлена решетка из профилей активного типа. Для рабочей решетки реактивной ступени при  $\rho = 0,5$  профили рабочих лопаток по конфигурации не отличаются от сопловых профилей.

Кроме перечисленных характеристик используется понятие *скелетного угла входной кромки профиля* в решетке ( $\alpha_{0ск}$ ,  $\beta_{1ск}$ ), которым называется угол между касательной к средней линии профиля на входе в решетку и направлением окружной скорости. *Средней линией профиля* называется линия, точки

которой равноудалены от обводов профиля. Для сопловых и реактивных рабочих лопаток скелетный угол входной кромки ( $\alpha_{0ск}$ ,  $\beta_{1ск}$ ) часто близок к  $90^\circ$ , для активных решеток  $\beta_{1ск}$  существенно меньше  $90^\circ$ .

Наряду с абсолютными геометрическими характеристиками применяют *относительные геометрические параметры решеток*: относительный шаг  $\bar{t} = t/b$ ; относительную высоту  $\bar{l} = l/b$ ; относительную толщину выходной кромки  $\bar{\Delta}_{кр} = \Delta_{кр}/O$ ; веерность  $1/\theta = l/d$  и др. Относительные геометрические параметры позволяют группировать подобные решетки с разными абсолютными размерами. Например, сопловые решетки имеют различные хорды профилей  $b_1$ , но если в этих решетках применены геометрически подобные профили и одинаковые безразмерные параметры  $\bar{t}_1 = \text{const}$ ,  $\bar{l}_1 = \text{const}$ ,  $\theta_1 = \text{const}$  и другие, то каналы этих решеток будут геометрически подобными, поэтому и потоки рабочего тела в этих решетках будут также подобными (при одинаковых условиях натекания потока на решетку и одинаковых

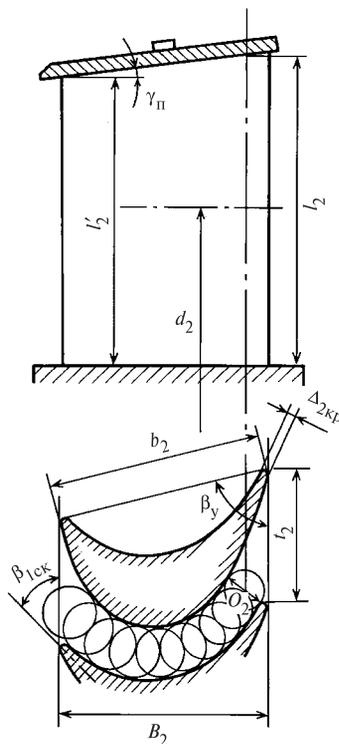


Рис. 2.26. Геометрические характеристики рабочей решетки

режимах течения, т.е. число Маха  $M_{1t} = c_{1t}/a_1 = \text{const}$ , число Рейнольдса  $Re_{1t} = c_{1t}b_1/\nu_{1t} = \text{const}$  и т.д., здесь  $\nu$  — кинематическая вязкость пара или газа). Следовательно, в этих решетках будут одинаковы и потери энергии в потоке, а также и другие газодинамические характеристики.

Все реальные турбинные решетки являются кольцевыми. Характерным безразмерным параметром кольцевой решетки является ее веерность  $1/\theta = l/d$ . Следует заметить, что в кольцевых решетках шаг профилей  $t$  изменяется по высоте лопатки, увеличиваясь пропорционально диаметру (радиусу) цилиндрического сечения. Так, в развертке цилиндрического сечения по среднему диаметру сопловой решетки шаг равен  $t_1$ , в сечении по корневому диаметру  $d_{1к} = d_1 - l_1$  шаг  $t_{1к} < t_1$ , в сечении по периферийному диаметру  $d_{1п} = d_1 + l_1$  шаг  $t_{1п} > t_1$  (см. рис. 2.25). Таким образом, если по высоте решетки  $b_1 = \text{const}$ , то относительный шаг по высоте лопатки увеличивается, увеличиваются также и относительный размер горла и эффективный угол выхода решетки  $\alpha_{13}$ .

В отличие от кольцевой решетки часто используют понятие *прямой решетки*, т.е. такой решетки, в которой диаметр  $d$  равен бесконечности. В прямой решетке шаг лопаток по высоте неизменен. На рис. 2.27 показана модель прямой (плоской) решетки, используемая в лабораторных исследованиях газодинамических характеристик. Понятие прямой решетки используется также в теоретических исследованиях решеток турбомашин.

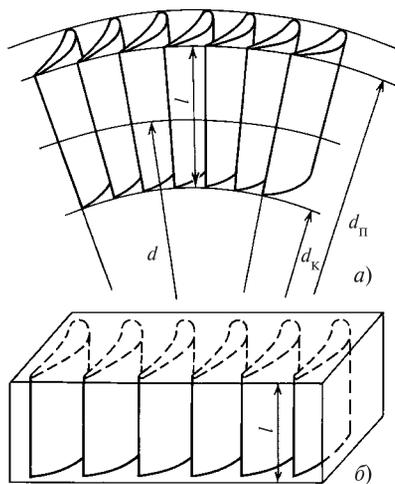


Рис. 2.27. Модели решеток:  
а — кольцевой; б — прямой (плоской)

Газодинамические характеристики решеток необходимы для теплового расчета турбинных ступеней. Их значения можно определять теоретически, но чаще находят экспериментально. К основным газодинамическим характеристикам относят коэффициент потерь энергии, коэффициент расхода и угол выхода потока из решетки.

Коэффициентом потерь энергии решетки называют отношение потерь энергии в потоке к располагаемой энергии потока в решетке. На рис. 2.28, а изображены процессы для потока в сопловой, а на рис. 2.28, б — в рабочей решетках. Потери энергии в этих решетках определяют как разность действительной энтальпии за решеткой при реальном течении и теоретической энтальпии за решеткой в предположении изоэнтропийного течения. Потери энергии в сопловой решетке составляют  $\Delta H_c = h_1 - h_{1t}$ , в рабочей решетке —  $\Delta H_p = h_2 - h_{2t}$  и представляют собой затраты механической энергии потока на преодоление сил трения и других сопротивлений в решетке. Эта затраченная энергия превращается в теплоту и вновь возвращается в поток, повышая энтальпию и энтропию потока на выходе из решетки.

Располагаемая энергия решетки определяется как разность энтальпии полного торможения перед решеткой (для рабочей решетки энтальпии полного торможения в относительном движении) и энтальпии в потоке за решеткой при изоэнтропийном течении: для сопловой решетки располагаемая энергия равна  $\bar{h}_0 - h_{1t}$ , для рабочей решетки —  $\bar{h}_{1w} - h_{2t}$ .

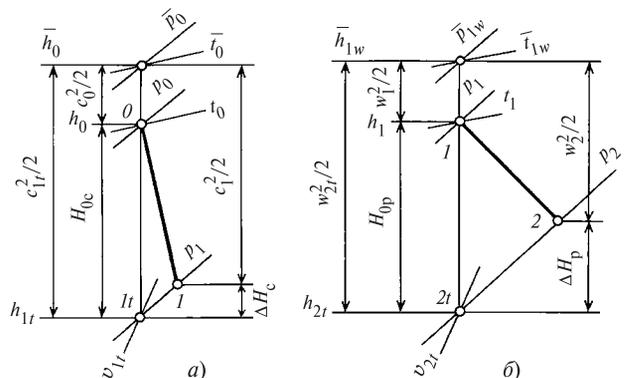


Рис. 2.28. Процесс в  $h, s$ -диаграмме для сопловой (а) и рабочей (б) решеток

Таким образом, коэффициенты потерь энергии сопловой решетки

$$\zeta_c = \frac{\Delta H_c}{\bar{h}_0 - h_{1t}} \quad (2.92)$$

и рабочей решетки

$$\zeta_p = \frac{\Delta H_p}{\bar{h}_{1w} - h_{2t}}. \quad (2.93)$$

Коэффициенты потерь энергии  $\zeta_c$  и  $\zeta_p$  и коэффициенты скорости  $\varphi$  и  $\psi$  сопловой и рабочей решеток связаны между собой. Если представить потери энергии в решетках как разность кинетических энергий на выходе из решетки при теоретическом течении и реальном осредненном течении, а располагаемую энергию решетки как кинетическую энергию потока на выходе из решетки при изэнтропийном течении, то формулы (2.92) и (2.93) преобразуются следующим образом:

$$\zeta_c = \frac{c_{1t}^2/2 - c_1^2/2}{c_{1t}^2/2} = 1 - \varphi^2; \quad (2.94)$$

$$\zeta_p = \frac{w_{2t}^2/2 - w_2^2/2}{w_{2t}^2/2} = 1 - \psi^2. \quad (2.95)$$

Таким образом, по известным характеристикам решеток  $\zeta_c$  и  $\zeta_p$  легко найти коэффициенты скорости  $\varphi$  и  $\psi$ , которые также можно рассматривать как газодинамические характеристики решеток.

Коэффициенты потерь энергии решеток зависят как от их геометрических параметров, так и от режимных параметров потока (чисел  $M$  и  $Re$ , углов натекания потока и др.). Эти зависимости будут рассмотрены в конце параграфа.

*Коэффициентом расхода решетки* называют отношение действительного расхода через решетку к теоретическому расходу массы рабочего тела через эту решетку:

$$\mu = G/G_t. \quad (2.96)$$

Теоретический расход массы для суживающихся решеток при дозвуковых скоростях подсчитывают по площади выходного сечения, перпендикулярного направлению потока, и теоретическим параметрам в этом сечении:

для сопловой решетки

$$G_{1t} = F_1 c_{1t} / v_{1t}, \quad (2.97)$$

где  $F_1 = l_1 O_1 z_1$ ;  $z_1$  — число сопловых каналов в решетке;  $c_{1t}$  и  $v_{1t}$  — теоретические скорость и удельный объем на выходе из сопловой решетки (рис. 2.28);

для рабочей решетки

$$G_{2t} = F_2 w_{2t} / v_{2t}, \quad (2.98)$$

где  $F_2 = l_2 O_2 z_2$ ;  $z_2$  — число каналов (или лопаток) в решетке;  $w_{2t}$  и  $v_{2t}$  — теоретические скорость и удельный объем на выходе из рабочей решетки (см. рис. 2.28).

Действительный расход рабочего тела через решетку отличается от теоретического из-за неравномерного поля скоростей в выходном сечении. Эта неравномерность связана с наличием пограничных слоев на выпуклой и вогнутой сторонах лопатки и на торцевых поверхностях каналов, а также с неравномерным полем давления в выходном сечении канала — давление на выпуклой стенке (на спинке) меньше давления на вогнутой поверхности. При определении теоретического расхода предполагается давление в выходном сечении постоянным и равным давлению за решеткой. Для влажного пара действительный расход отличается от теоретического также вследствие влияния процессов переохлаждения пара, наличия капель влаги в потоке.

При определении коэффициента расхода решетки действительный расход может быть найден теоретически с привлечением теории пограничного слоя, т.е. по рассчитанному распределению скоростей в выходном сечении канала решетки. Однако часто коэффициент расхода находят по экспериментально измеренному расходу.

При сверхзвуковых скоростях на выходе из суживающихся решеток теоретический расход через решетку определяют по критическим параметрам в выходных сечениях каналов решетки [в отличие от (2.97) и (2.98)]:

$$G_{1t} = F_1 c_{кр} / v_{1кр}; \quad (2.99)$$

$$G_{2t} = F_2 w_{2кр} / v_{2кр}. \quad (2.100)$$

По этим же формулам вычисляют расход для сверхзвуковых решеток с расширяющимися каналами, причем вместо площадей выходных сечений в формулы подставляют площади минимальных сечений  $F_{мин}$ .

Зависимости коэффициентов расхода для сопловых  $\mu_1$  и рабочих  $\mu_2$  решеток от геометрических и режимных параметров приведены в § 3.1.

Углом выхода потока из решетки  $\alpha_1, \beta_2$  называют среднее значение углов направления векторов действительных скоростей за решеткой относительно ее фронта. При этом осреднение производят по шагу  $t$  и высоте  $l$  с помощью уравнения количества движения. Например, угол выхода из сопловой решетки находят по формуле

$$\sin \alpha_1 = \frac{\int_{(l)} \int_{(t)} \sin \alpha_1 \frac{c_1^2}{v_1} dt dl}{\int_{(l)} \int_{(t)} \frac{c_1^2}{v_1} dt dl}. \quad (2.101)$$

Как правило, действительный угол выхода из решетки определяют экспериментально. Если экспериментальные данные отсутствуют, то для современных аэродинамически отработанных решеток при дозвуковых скоростях за действительный угол выхода принимают значение эффективного угла выхода:

для сопловой решетки

$$\sin \alpha_1 \approx \sin \alpha_{1\epsilon} = O_1/t_1; \quad (2.102)$$

для рабочей решетки

$$\sin \beta_2 \approx \sin \beta_{2\epsilon} = O_2/t_2. \quad (2.103)$$

Отклонение действительного угла выхода от эффективного для большинства решеток невелико. В решетках с большим значением коэффициента потерь энергии действительный угол выхода всегда больше эффективного.

При сверхзвуковых скоростях потока за сужающейся решеткой углы выхода определяют по формулам, приведенным в следующем параграфе.

**Влияние геометрических характеристик и режимных параметров на потери энергии в турбинных решетках.** Для анализа потерь энергии в решетках целесообразно рассматривать их по составляющим. *Общие (суммарные) потери в решетке*, оцениваемые коэффициентом потерь энергии  $\zeta$ , представляют собой сумму профильных и концевых потерь:

$$\zeta = \zeta_{\text{пр}} + \zeta_{\text{конц}}. \quad (2.104)$$

Профильные потери проявляются в лопатках бесконечно большой длины, когда явления в потоке вблизи торцевых поверхностей канала решетки, приводящие к концевым потерям, не оказывают влияния на значение суммарных потерь

энергии. Профильные потери условно разделяют на *потери трения, кропочные и волновые*:

$$\zeta_{\text{пр}} = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{кр}} + \zeta_{\text{волн}}. \quad (2.105)$$

Потери трения  $\zeta_{\text{тр}}$  связаны с течением в пограничных слоях на вогнутой поверхности и спинке лопатки вдали от ее концов, т.е. эти потери определяются трением на профиле лопатки, а также потерями энергии в случае отрыва потока от этих поверхностей. Чем больше толщина пограничного слоя, тем больше потери трения. Формирование пограничного слоя связано с распределением давлений по обводам профиля лопатки. На рис. 2.29 представлены характерные кривые распределения давлений по обводам профиля сопловой и рабочей (активной) решеток при различных углах входа потока. На рис. 2.29, а обозначено  $\bar{p} = (p - p_1)/(p_0 - p_1)$ , на рис. 2.29, б —  $\bar{p} = (p - p_2)/(p_1 - p_2)$ . Как для сопловой, так и для рабочей решетки на вогнутой стороне профиля среднее давление существенно выше среднего дав-

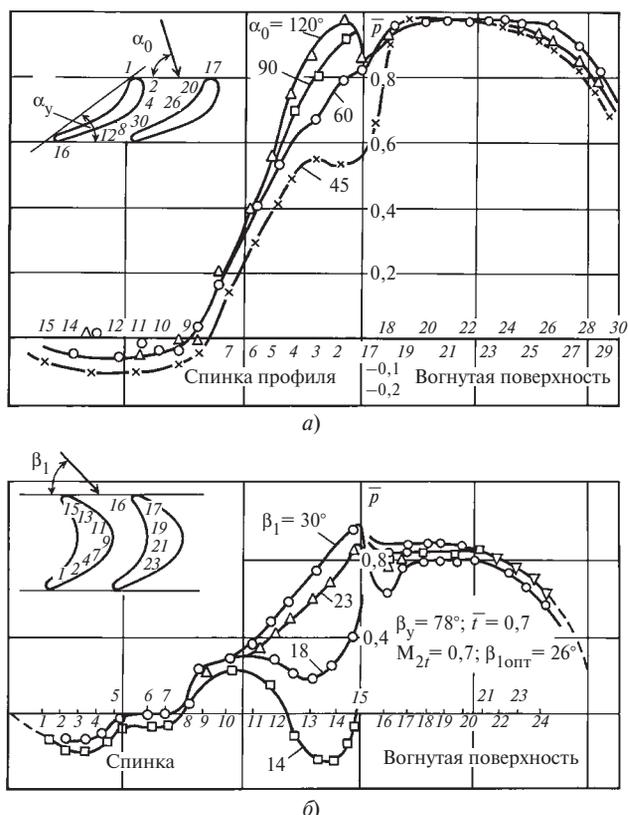


Рис. 2.29. Распределение давлений по профилю сопловой (а) и рабочей (активной) (б) решеток:

1—30 — номера точек

ления на спинке профиля. Если проинтегрировать силы давления на поверхности лопатки в проекции на окружное направление, то для рабочей лопатки получим окружное усилие  $R_{\text{ц}}$ , действующее на рабочую лопатку. По кривым распределения давлений можно выделить *конфузорные* и *диффузорные зоны течения* на поверхностях профиля. Если давление уменьшается по потоку (скорость растет), то говорят о конфузорной зоне, если давление растет, то эту зону называют диффузорной. В ускоряющемся потоке (в конфузорной зоне) толщина пограничного слоя (как  $\delta_{\text{вогн}}$ , так и  $\delta_{\text{сп}}$ ) нарастает медленно, в диффузорной зоне рост толщины пограничного слоя интенсивный (рис. 2.30), что иногда при некачественном обводе профиля приводит к отрыву потока от спинки в этой зоне. Отрыв потока сопровождается вихрем, который периодически выносятся потоком за пределы решетки. На образование этого вихря затрачивается энергия потока, поэтому решетки, обтекаемые с образованием отрывной зоны, характеризуются большим коэффициентом потерь энергии. Для пре-

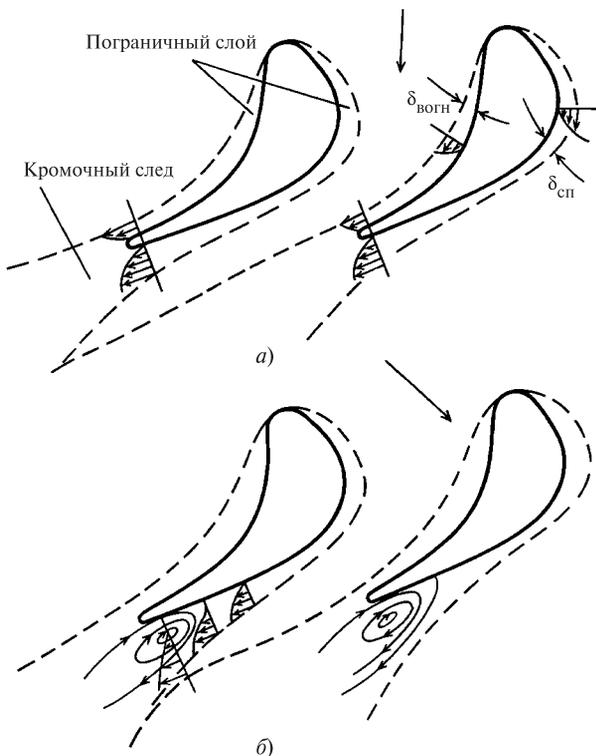


Рис. 2.30. Схема распределения толщины пограничного слоя по профилю лопатки для безотрывного течения (а) и для течения с отрывом потока от спинки (б)

дотвращения отрыва потока как сопловые, так и рабочие решетки выполняют с конфузорным течением практически вдоль всей вогнутой и выпуклой частей профиля. Исключение составляет небольшой участок на спинке в выходной ее части, где поток в осевых решетках диффузорный с интенсивным нарастанием пограничного слоя.

Кромочные потери  $\zeta_{\text{кр}}$  связаны с вихреобразованием за кромками профиля, а также с внезапным расширением потока за ними. При сходе потока с кромки он отрывается, и за кромками образуются вихри, которые периодически сносятся вниз по потоку. Стекающие с обводов профиля пограничные слои и вихри за кромками образуют так называемый «кромочный след», в котором наблюдается значительная неравномерность параметров потока: значения и направления вектора скорости, статического давления и др. Наибольшая неравномерность параметров имеет место непосредственно за кромкой. По направлению потока за счет взаимодействия с основным потоком ширина кромочного следа увеличивается, неравномерность поля скоростей уменьшается, среднее статическое давление в потоке возрастает. При выравнивании параметров в кромочном следе средняя скорость потока уменьшается и, следовательно, растут потери энергии в потоке.

Кромочные потери энергии в решетке определяются, главным образом, отношением толщины выходной кромки профиля к размеру горла решетки на выходе. Для реактивных (сопловых) решеток кромочные потери могут оцениваться по формуле

$$\zeta_{\text{кр}} = 0,18 \Delta_{1\text{кр}} / O_1. \quad (2.106)$$

Волновые потери  $\zeta_{\text{волн}}$  связаны с образованием в потоке при околосзвуковых и сверхзвуковых скоростях на выходе из решетки скачков уплотнения. Скачки уплотнения в потоке воздействуют на пограничный слой на профиле, вызывая его утолщение и иногда отрыв, что приводит к возрастанию потерь энергии в решетке. Кроме того, в скачках уплотнения происходит диссипация энергии, которая также увеличивает потери энергии в решетке. Волновые потери энергии возрастают вместе с увеличением числа  $M$  потока в решетке.

Концевые потери в решетках связаны с явлениями в потоке вблизи концов лопаток. Эти явления, называемые *вторичными течениями*, определяются поперечным градиентом давления в канале решетки, толщинами пограничных слоев, образующихся на торцевых стенках канала, а также на

спинке профиля. Вторичные течения развиваются в областях, прилегающих к торцевым поверхностям канала решетки (рис. 2.31). Градиент давления, действующий в поперечном направлении в ядре потока (вне пограничного слоя) и возникающий в результате криволинейного движения потока, передается (распространяется) и в пограничный слой на торцевой поверхности. Под действием градиента давления частицы этого пограничного слоя перетекают в направлении от вогнутой поверхности к спинке соседнего профиля. На рис. 2.31, *a* штриховыми линиями со стрелками показано это течение в пограничном слое на торцевой поверхности канала. На спинке образуется утолщение пограничного слоя. Вблизи концов лопаточного канала в потоке наблюдается вихревое течение, называемое вторичным вихрем.

Показанное на рис. 2.31, *б* распределение локальных коэффициентов потерь энергии по высоте лопатки свидетельствует об увеличении потерь энергии вблизи ее концов. Здесь же отмечены профильные потери энергии, которые равны локальным в средней части лопатки, и концевые, которые равны среднеинтегральным по всей высоте лопатки минус профильные. Характер вторичных течений и распределение потерь энергии вблизи концов лопаток не изменяются с уменьшением ее высоты до известных пределов. При сравнительно малых высотах лопаток наступает искажение в кривых распределения потерь у концов лопаток вследствие смыкания вторичных течений у верхнего и нижнего концов. Таким образом, концевые потери энергии при уменьшении высоты лопатки увеличиваются, причем интенсивность этого увеличения возрастает при сравнительно

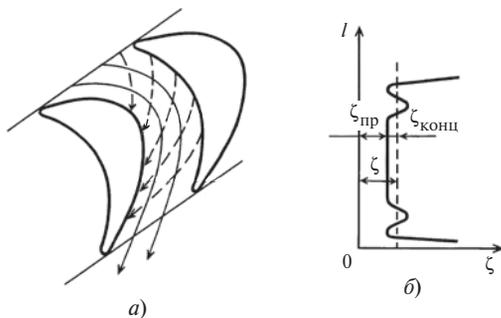


Рис. 2.31. Вторичные течения в решетках:

*a* — схема вторичных течений вблизи торцевых поверхностей канала; *б* — распределение локальных коэффициентов потерь энергии по высоте канала решетки

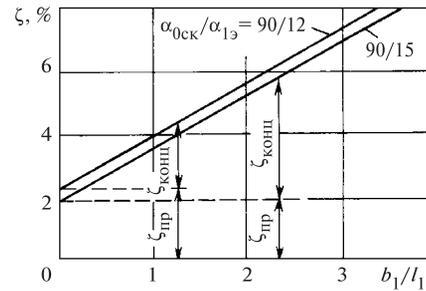


Рис. 2.32. Потери энергии в сопловых решетках С-90-12А и С-90-15А в зависимости от относительной высоты лопаток

малых высотах, когда вторичные течения у обоих концов лопаток смыкаются.

На рис. 2.32 приведены зависимости потерь энергии от отношения  $b_1/l_1 = 1/\bar{l}_1$  для прямых сопловых решеток типов С-90-12А и С-90-15А; здесь же показано разделение суммарного коэффициента потерь  $\zeta$  на составляющие  $\zeta_{пр}$  и  $\zeta_{конц}$ . С увеличением  $1/\bar{l}_1$  концевые потери возрастают линейно, если смыкание вторичных течений не наступило. После смыкания рост концевых потерь становится более интенсивным.

Таким образом, при малых относительных высотах как сопловых, так и рабочих лопаток потери энергии велики. Поэтому, проектируя проточную часть турбинной ступени, лопатки следует выполнять с повышенной относительной высотой.

Кроме относительной высоты на концевые потери в решетках оказывают влияние другие параметры: угол поворота  $\Delta\beta = 180 - (\beta_{1ск} + \beta_{2э})$ , на который спроектирована решетка; относительный шаг  $\bar{l}$ ; форма профиля; угол вектора скорости на входе в решетку; числа  $M$  и  $Re$ . Концевые потери меняются под влиянием указанных факторов за счет изменений перепада давлений в направлении от вогнутой поверхности к спинке лопатки, толщины пограничного слоя на торцевых поверхностях и на спинке профиля, в особенности в диффузорной области на выходе из решетки. Например, при увеличении угла поворота потока в решетке растет перепад давления между вогнутой поверхностью и спинкой и соответственно растут концевые потери. При больших дозвуковых скоростях в решетках с суживающимися каналами при увеличении числа  $M$  утончаются пограничные слои и соответственно уменьшаются концевые потери энергии. Аналогично при увеличении

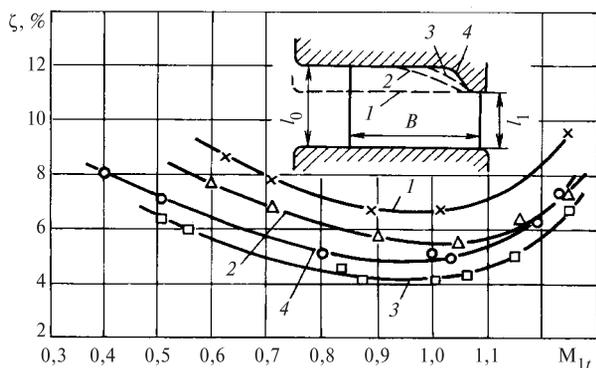


Рис. 2.33. Коэффициент потерь в сопловой решетке с  $\bar{l}_1 = 0,5$  и  $l_0 - l_1 = 0,33l_1$  в зависимости от числа  $M_{1t}$  и формы меридионального обвода канала

числа  $Re$  (в области низких  $Re$ ) концевые потери уменьшаются.

В сопловых решетках уменьшение концевых потерь при малых высотах лопаток достигается меридиональным профилированием каналов. На рис. 2.33 показано такое профилирование при различных формах (1—4) периферийного меридионального обвода для сопловых решеток. Увеличение высоты лопаток на начальном участке канала ( $l_0 > l_1$ ) приводит к уменьшению скоростей и, следовательно, поперечного градиента давлений и вторичных течений; повышенная конфузурность потока в области косога среза (см. § 2.8) вызывает уменьшение толщины пограничного слоя на поверхностях лопаток и соответственно снижение концевых потерь в решетке. За счет меридионального профилирования потери в сопловых решетках могут быть сокращены на 1—3% при относительных высотах  $\bar{l}_1 = 0,2 \dots 0,5$ . При применении меридионального профилирования на выходе из кольцевой сопловой решетки уменьшается также градиент статического давления по высоте лопатки в зазоре между соплами и рабочими лопатками.

При анализе составляющих потерь энергии в решетках частично рассматривалось влияние отдельных геометрических характеристик и режимных параметров. Ниже рассмотрим зависимость суммарных потерь энергии от основных геометрических характеристик лопаток и режимных параметров.

*Влияние относительной высоты лопаток.* При изменении относительной высоты суммарные потери энергии в решетке зависят от изменения

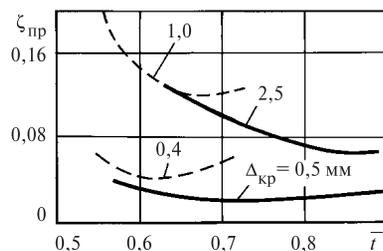


Рис. 2.34. Коэффициент профильных потерь энергии в зависимости от относительного шага и толщины выходной кромки:

— сопловая решетка С-90-15А,  $b_1 = 50$  мм;  
- - - рабочая решетка Р-30-21А,  $b_2 = 25$  мм

концевых потерь. Эта зависимость приведена на рис. 2.32 и обсуждена выше.

*Влияние относительного шага профилей в решетке.* При изменении относительного шага решетки  $\bar{t}$ , составленной из лопаток одного и того же профиля, изменяются все составляющие потерь — профильные (рис. 2.34) и концевые. Значение относительного шага, соответствующее минимальным потерям энергии в решетке, называется *оптимальным шагом*  $\bar{t}_{\text{опт}}$ . Увеличение относительного шага по сравнению с  $\bar{t}_{\text{опт}}$  приводит к изменению формы межлопаточного канала и соответственно к изменению распределения давлений по профилю лопатки. При этом растет протяженность косога среза и повышается степень диффузурности выходного участка спинки, что приводит к увеличению потерь трения в решетке. Кроме того, с увеличением  $\bar{t}$  возрастает перепад давлений в канале между вогнутой поверхностью и спинкой и соответственно увеличиваются концевые потери. Уменьшение относительного шага по сравнению с оптимальным приводит к увеличению кромочных потерь в результате уменьшения размера горла канала и соответствующего увеличения относительной толщины кромки лопатки [см. формулу (2.106)]. Потери трения в этом случае также увеличиваются из-за неоптимального распределения давлений по профилю, а также из-за сокращения площади сечения потока в канале вне пограничного слоя. Концевые потери при уменьшении относительного шага снижаются, так как уменьшается перепад давлений в канале между вогнутой поверхностью и спинкой.

В решетках активного типа интенсивность изменения потерь энергии с изменением относи-

тельного шага выше, чем в решетках реактивного типа. Объясняется этот факт более существенным изменением формы межлопаточного канала в активных решетках.

**Влияние угла поворота потока в решетке.** Как профильные, так и концевые потери в решетке зависят от угла поворота потока в ней, т.е. от значения  $\Delta\beta = 180 - (\beta_{1\text{ск}} + \beta_{2\text{э}})$  для рабочих решеток и  $\Delta\alpha = 180 - (\alpha_{0\text{ск}} + \alpha_{1\text{ск}})$  для сопловых. При больших углах поворота и соответственно малых углах выхода  $\alpha_1$  и  $\beta_2$  увеличиваются протяженность косога среза в канале решетки и относительная толщина кромки (так как при прочих равных условиях уменьшается размер горла канала). Большая протяженность косога среза решетки обуславливает возрастание толщины пограничного слоя на спинке и соответственно повышение потерь трения, а большая относительная толщина выходной кромки — увеличение кромочных потерь энергии. С увеличением угла поворота возрастают также и концевые потери, так как повышается перепад давлений в канале решетки между вогнутой поверхностью и спинкой профиля.

Таким образом, с увеличением угла поворота потока суммарные потери энергии в решетке возрастают, а коэффициенты скорости соответственно уменьшаются (рис. 2.35). Данные рис. 2.35 можно использовать при ориентировочных расчетах турбинных ступеней.

**Влияние угла входа потока.** При изменении режима работы ступени меняются углы входа в сопловую  $\alpha_0$  и рабочую  $\beta_1$  решетки, при этом изменяется распределение давлений (соответственно и скоростей) по профилю, которое решающим образом оказывает влияние на формирование погранич-

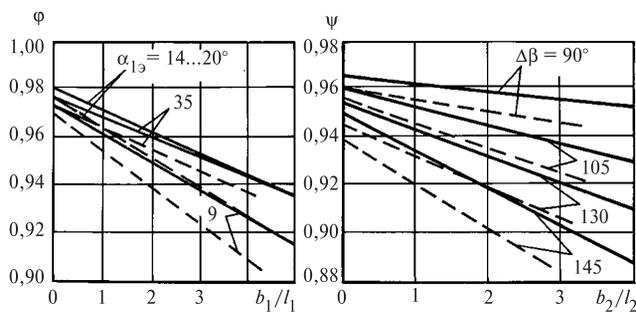


Рис. 2.35. Коэффициенты скорости для сопловых и рабочих решеток в зависимости от  $b/l$  и угла поворота потока в решетке  $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$  (или от угла  $\alpha_{13}$ ):

— — — — —  $d/l_1 > 10$ ; - - - - -  $d/l_1 < 4$

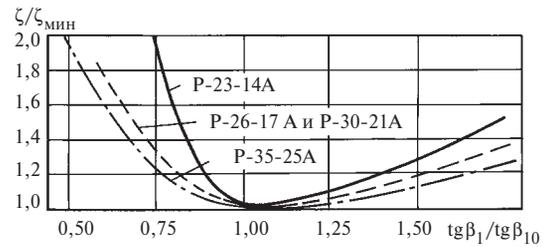


Рис. 2.36. Потери энергии в активных решетках в зависимости от угла входа потока

ного слоя на профиле и, следовательно, потерь энергии в решетке. Как показывают опыты, минимальные потери в решетке достигаются при углах входа, немного превышающих скелетный угол входной кромки. Для рабочих решеток при  $\beta_{1\text{ск}} > 90^\circ$  угол входа  $\beta_{10}$ , соответствующий минимальным потерям, находится в пределах  $[\beta_{1\text{ск}} + (2 \dots 6)] \geq \beta_{10} > \beta_{1\text{ск}}$ . Отклонение угла входа потока  $\beta_1$  от оптимального  $\beta_{10}$  в сторону меньших значений приводит к существенно большему росту потерь энергии по сравнению с отклонением в сторону больших значений (рис. 2.36). Изменение угла входа в решетку приводит к изменению эпюры распределения давлений по профилю в районе входной кромки. При углах входа, меньших оптимального, на спинке образуется зона повышенных скоростей с последующим диффузорным участком (см. рис. 2.29), который при значительных отклонениях угла входа приводит к отрыву потока вблизи входной кромки и, следовательно, к большим как профильным, так и концевым потерям энергии. При углах входа, больших оптимального, аналогичная зона повышенных скоростей с последующим диффузорным участком образуется на вогнутой поверхности со стороны входной кромки (см. рис. 2.29). Однако в этом случае отрыв потока достигается только при большом отклонении угла входа от оптимального.

**Влияние числа  $M$  на выходе из решетки.** При числах  $M < 0,4$  как профильные, так и концевые потери энергии в решетке с суживающимися каналами не зависят от  $M$ . При числах  $M > 0,4$  проявляется влияние сжимаемости, причем в диапазоне  $0,4 < M < M_*$  ( $M_*$  — минимальное число Маха на выходе из решетки, при котором появляются сверхзвуковые скорости на спинке профиля) потери энергии уменьшаются с увеличением числа  $M$  за счет благоприятного изменения градиентов давления вдоль потока (увеличенная конфузур-

ность потока); для скоростей  $M > M_*$  на потери существенное влияние оказывают волновые потери энергии, связанные со скачками уплотнения в потоке на спинке профиля при  $M_* < M < 1,0$  и за выходными кромками при  $M > 1,0$  (рис. 2.37).

Изменение потерь энергии в зависимости от числа  $M$  в решетках с расширяющимися каналами (сопла Лавала) рассматривается в § 2.8.

*Влияние числа  $Re$  на выходе из решетки при дозвуковых скоростях.* От числа  $Re$  зависят режим течения в пограничном слое и потери трения в пограничном слое на профиле лопатки. При небольших значениях числа  $Re$  режим течения в пограничном слое ламинарный; с увеличением числа  $Re$  режим течения в пограничном слое становится турбулентным. Для гладких поверхностей лопаток с увеличением числа  $Re$  потери энергии уменьшаются по закону  $\zeta = A Re^{-m}$ , причем интенсивность снижения потерь при ламинарном режиме существенно выше ( $m = 0,5$ ), чем при турбулентном ( $m \approx 0,14 \dots 0,20$ ). Для лопаток с шероховатыми поверхностями при числах  $Re \geq 3 \cdot 10^5 \dots 10^7$  потери энергии в решетке не зависят от числа  $Re$ , т.е. в этой области наблюдается *автомодельность режимов течения*. Минимальное граничное число  $Re_{авт}$  автомодельной области зависит от относительной шероховатости  $h/b$  (отношения высоты выступов шероховатости  $h$  к хорде профиля  $b$ ). Для практически гладких лопаток  $Re_{авт} \approx 10^7$ , при  $h/b \approx 0,001$   $Re_{авт} \approx 10^5$ . Для турбинных лопаток  $Re_{авт}$  составляет обычно  $(3 \dots 5) \cdot 10^5$ .

Потери энергии в зоне режимов развитой шероховатости (автомодельная зона) зависят от относительной шероховатости. Потери трения в решетке с тур-

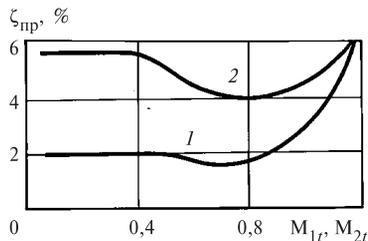


Рис. 2.37. Профильные потери в зависимости от числа  $M$ : 1 — сопловая решетка С-90-15А ( $\alpha_{1,3} = 12^\circ$ ); 2 — активная рабочая решетка Р-30-21А

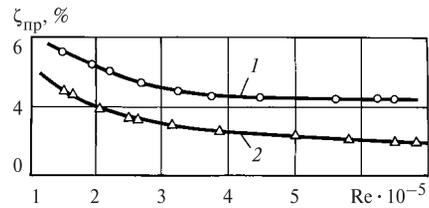


Рис. 2.38. Влияние числа Рейнольдса на профильные потери в решетке:

1 — решетки активного типа; 2 — сопловые решетки

бинными профилями в зависимости от относительной шероховатости могут оцениваться по формуле

$$\zeta_{ш} = 0,19 (h/b)^{0,251}. \quad (2.107)$$

Режимы течения в большинстве ступеней турбины по числу  $Re$  обычно находятся в автомодельной области как для сопловых, так и для рабочих решеток. Поэтому для эффективной работы этих ступеней имеет важное значение малая шероховатость лопаток. Решетки последних ступеней турбины могут работать в режимах  $Re < Re_{авт}$ , поэтому при расчете этих ступеней приходится учитывать влияние числа Рейнольдса (рис. 2.38).

На режим течения в пограничных слоях оказывает влияние степень турбулентности потока  $E_0$ . При увеличении  $E_0$  от 0 до 10 % профильные потери энергии в решетках возрастают в 1,5—2 раза.

## 2.8. ТУРБИНЫЕ РЕШЕТКИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ. РАСШИРЕНИЕ В КОСОМ СРЕЗЕ РЕШЕТКИ

**Переменный режим работы решеток с суживающимися каналами.** Рассмотрим, как изменяется расход пара через решетку с суживающимися каналами, например сопловую, при изменении давлений на входе в сопла и выходе из них. Если отклоняется давление за соплами, а давление полного торможения перед решеткой не меняется, то расход через сопла при измененном противодавлении можно определить из уравнения (2.39), записанного в виде

$$\left(\frac{G}{G_{кр}}\right)^2 + \frac{\left(\frac{p_1}{p_0} - \varepsilon_{кр}\right)^2}{(1 - \varepsilon_{кр})^2} = 1.$$

Критический расход через сопла в этом случае не изменяется.

Если отклоняется давление перед сопловой решеткой, то расход при этом можно определить, используя уравнения (2.37) и (2.39), записанные для действительного расхода с учетом коэффициента расхода  $\mu_1$ , в виде

$$G_{кр} = \mu_1 \kappa F_1 \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0}.$$

Для удобства расчета целесообразно указанные соотношения привести к одному уравнению. Введем следующие обозначения:  $\bar{p}_{0\max}$  — максимальное (фиксированное) давление полного торможения перед соплами;  $\bar{p}_0$  — давление торможения (текущее) перед соплами в любом возможном режиме, которое может принимать значения от 0 до  $\bar{p}_{0\max}$ ;  $p_1$  — статическое давление за соплами, которое может принимать значения от 0 до  $\bar{p}_0$ ;  $G_{кр}$  — критический расход через сопловую решетку при давлении перед соплами  $\bar{p}_0$ ;  $G_{кр}^{\max}$  — максимальный критический (фиксированный) расход через сопловую решетку при давлении перед соплами  $\bar{p}_{0\max}$ ;  $G$  — расход через сопловую решетку (текущий).

Используя (2.37), находим отношение критических расходов  $G_{кр} / G_{кр}^{\max}$  при неизменном коэффициенте расхода  $\mu_1$ :

$$\frac{G_{кр}}{G_{кр}^{\max}} = \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0\max}} \frac{\bar{v}_{0\max}}{\bar{v}_0}}.$$

Если перед соплами  $h_0 \neq \text{const}$ , то

$$\frac{G_{кр}}{G_{кр}^{\max}} = \frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0\max}} \sqrt{\frac{\bar{T}_{0\max}}{\bar{T}_0}}, \quad (2.108)$$

т.е. критический расход через сопловую решетку прямо пропорционален давлению полного торможения перед ней и обратно пропорционален квадратному корню из температуры полного торможения перед решеткой.

С помощью простых преобразований приведем уравнение (2.39) к виду

$$\left( \frac{G}{G_{кр}^{\max}} \frac{G_{кр}^{\max}}{G_{кр}} \right)^2 + \frac{\left( \frac{p_1}{\bar{p}_{0\max}} - \frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0\max}} \varepsilon_{кр} \right)^2}{\left( \bar{p}_0 / \bar{p}_{0\max} \right)^2 (1 - \varepsilon_{кр})^2} = 1.$$

Введем обозначения трех безразмерных величин, характеризующих режим работы суживающихся сопл:  $\varepsilon_1 = p_1 / \bar{p}_{0\max}$  — относительное давление за соплами;  $\varepsilon_0 = \bar{p}_0 / \bar{p}_{0\max}$  — относительное давление перед соплами;  $q = G / G_{кр}^{\max}$  — относительный расход через сопла.

Используя эти обозначения и соотношение (2.108), получаем

$$\left( \frac{q}{\varepsilon_0} \right)^2 \frac{\bar{T}_0}{\bar{T}_{0\max}} + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_{кр})^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_{кр})^2} = 1, \quad (2.109)$$

или при  $\bar{T}_0 = \bar{T}_{0\max}$

$$\left( \frac{q}{\varepsilon_0} \right)^2 + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_{кр})^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_{кр})^2} = 1. \quad (2.109a)$$

Полученное соотношение является основным уравнением для расчета переменных режимов работы суживающихся сопл. Это уравнение описывает семейство эллипсов в координатах  $\varepsilon_1$ ,  $q$  с параметром на каждой кривой  $\varepsilon_0$ ; координаты центров эллипсов  $q_{ц} = 0$ ;  $\varepsilon_{1ц} = \varepsilon_0 \varepsilon_{кр}$ ; размер полуосей вдоль оси ординат равен  $\varepsilon_0$ , вдоль оси абсцисс —  $\varepsilon_0 (1 - \varepsilon_{кр})$ . Реальному течению в соплах соответствуют только правые ветви эллипсов, т.е. уравнением (2.109a) можно пользоваться при  $\varepsilon_1 > \varepsilon_0 \varepsilon_{кр}$ ; при  $\varepsilon_1 < \varepsilon_0 \varepsilon_{кр}$  расход через сопла критический, т.е.  $(q/\varepsilon_0)^2 = 1$ . Семейство эллипсов, описываемых уравнением (2.109a), и прямых линий ( $q = \varepsilon_0$ ) в координатах  $q$ - $\varepsilon_1$  называется *сеткой расходов* А.В. Щегляева (рис. 2.39). Сетка расходов является графической зависимостью между тремя безразмерными величинами: относительным расходом  $q$ , относительным давлением за соплами  $\varepsilon_1$  и относительным давлением перед соплами  $\varepsilon_0$ . Она позволяет рассчитывать переменные режимы суживающихся сопловых и рабочих решеток. В последнем случае давлению  $\bar{p}_0$  соответствует давление полного торможения в относительном движении перед рабочей решеткой  $\bar{p}_{1w}$ , а давлению  $p_1$  — давлению за рабочей решеткой  $p_2$ .

Сетка, представленная на рис. 2.39, построена для перегретого водяного пара ( $k = 1,3$ ) при критическом отношении давлений  $\varepsilon_{кр} = 0,546$ , соответ-

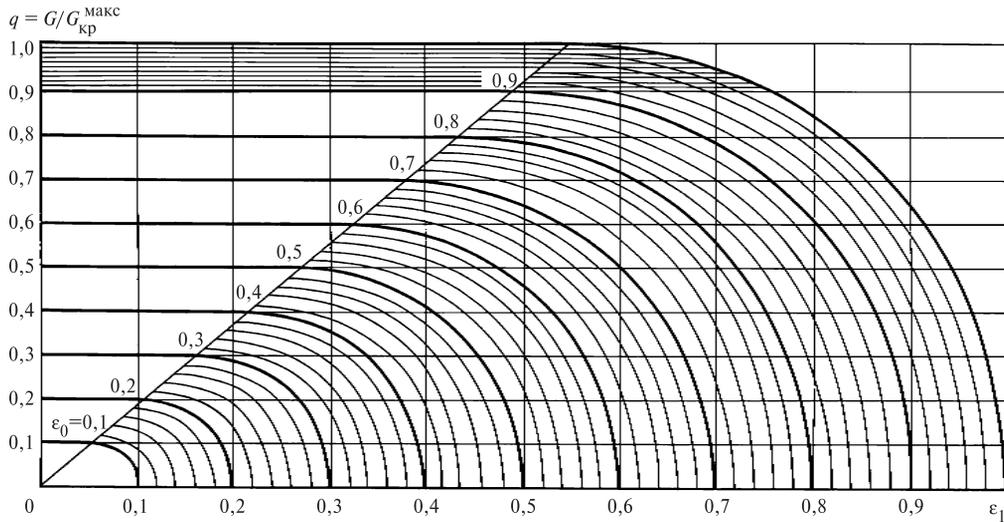


Рис. 2.39. Сетка А.В. Щегляева для относительных расходов пара через суживающиеся каналы решеток ( $\varepsilon_{кр} = 0,546$ )

ствующем изоэнтропийному течению в решетках. Критическое отношение давлений для реального течения с учетом сил вязкости меньше теоретического, однако пользование сеткой расходов (см. рис. 2.39) при расчете реальных потоков не вносит заметных погрешностей.

Следует отметить, что режимы работы с одинаковыми значениями чисел  $M$  на выходе из суживающихся решеток при различных значениях  $\varepsilon_0$  на сетке расходов соответствуют точкам, расположенным вдоль прямых, проходящих через начало координат. Действительно, для режимов работы с  $M = \text{const}$  при любом значении  $\varepsilon_0$  необ-

ходимо, чтобы  $p_1/p_0 = \text{const}$  или  $\frac{p_1}{\bar{p}_{0\text{макс}}} = \frac{\bar{p}_{0\text{макс}}}{\bar{p}_0} = \text{const}$ ,

т.е.  $\varepsilon_1 = \varepsilon_0 = \text{const}$ , но  $q = \varepsilon_0 \frac{G}{G_{кр}}$ . Для  $M = \text{const}$  отно-

шение  $G/G_{кр} = \text{const}$ , поэтому  $q = \varepsilon_1 = \text{const}$ . Последнее уравнение является уравнением прямой, проходящей через начало координат. Например, режимы с давлением на выходе из сопла, равным критическому ( $M = 1,0$ ), располагаются вдоль прямой, отделяющей на сетке область дозвуковых режимов (сетка эллипсов) от области критических расходов (сетка прямых).

С помощью сетки расходов по любым двум известным величинам из трех ( $q$ ,  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_0$ ) легко найти третью.

**Переменный режим работы решеток с расширяющимися каналами.** Как указывалось в § 2.2,

сопла с расширяющимися каналами (сопла Лавалья) позволяют получать сверхзвуковые скорости потока в выходных сечениях. Для этих сопел характерным является так называемый расчетный режим работы, при котором давление вдоль потока непрерывно уменьшается, а скорость потока непрерывно увеличивается (см. рис. 2.6), достигая на выходе расчетного значения, определяемого отношением площади минимального сечения  $F_{\text{мин}}$  к площади выходного сечения канала  $F_1$ . Этому отношению площадей  $F_{\text{мин}}/F_1$  соответствует расчетное отношение давления за соплом к давлению полного торможения перед соплом  $p_{1p}/\bar{p}_0$  (рис. 2.40, а). В расчетном режиме течения скорость в минимальном сечении критическая (если пренебречь трением на стенках канала)  $c_{кр}$ , в выходном сечении скорость является функцией отношения площадей  $c_{1t}/c_{кр} = f(F_{\text{мин}}/F_1)$  (в предположении изоэнтропийного течения).

Рассмотрим, как изменяется распределение давлений вдоль сопла при отклонении отношения давлений  $p_1/\bar{p}_0$  от расчетного  $p_{1p}/\bar{p}_0$ . Предположим, что  $\bar{p}_0 = \text{const}$ , а изменение значения  $p_1/\bar{p}_0$  производится за счет отклонения  $p_1$ .

Для случая, когда  $p_1 < p_{1p}$ , изменения давлений не проникают внутрь сопла, так как возмущения в сверхзвуковом потоке распространяются вдоль

волн разрежения, исходящих из точек  $A$  и  $B$  устья сопла (рис. 2.40, б). За пределами соплового канала в волнах разрежения поток отклоняется вверх и вниз от оси сопла. Таким образом, распределение давлений вдоль сопла в этом случае не изменяется, расход через сопло также остается неизменным, так как в любом сечении параметры пара и скорость потока остаются постоянными. Эту группу режимов ( $0 < p_1 < p_{1пр}$ ), в которых давление за соплом изменяется от значения  $p_{1р}$  в устье сопла до  $p_1$  в волнах разрежения, назовем группой режимов  $I$  (рис. 2.40, а).

Если давление за соплом будет больше расчетного, т.е.  $p_1 > p_{1р}$ , то в группе режимов  $II$  ( $p_{1р} < p_1 < p'_1$ ) в выходном сечении давление останется равным расчетному, а от точек  $A$  и  $B$  в устье сопла в поток будут распространяться косые скачки уплотнения (рис. 2.40, б), в которых давление будет повышаться от  $p_{1р}$  до  $p_1$ . Внутри сопла распределение давлений, как и в группе режимов  $I$ , останется расчетным; расход также не изменится.

При повышении давления за соплом выше  $p'_1$  скачок уплотнения возникнет внутри расширяющейся части сопла (рис. 2.40, б), до скачка уплотнения вдоль оси сопла распределение давлений не изменится ( $OK_1$ ,  $OK_2$  и  $OK_3$  на рис. 2.40, а); при переходе через скачок (например, в сечении  $C$ ) давление в потоке резко увеличивается от  $p_{K_2}$  до  $p_{L_2}$ , скорости за скачком становятся дозвуковыми, а давление вдоль оси сопла за скачком вследствие уменьшения скорости нарастает (рис. 2.40, а), например по линии  $L_2E_2$ . В группе режимов  $III$

( $p'_1 < p_1 < p_{1пр}$ ) по мере повышения давления  $p_1$  скачки уплотнения перемещаются от выходного сечения к горлу сопла. При давлении  $p_1 = p_{1пр}$  скачок, переместившись в горло, вырождается; в минимальном сечении скорость потока остается еще критической, в расширяющейся части сопла скорости дозвуковые, уменьшающиеся к выходному сечению.

При давлении  $p_1 > p_{1пр}$  во всех сечениях сопла скорости дозвуковые, сопло работает как труба Вентури. В группе режимов  $IV$  ( $p_{пр} < p_1 < \bar{p}_0$ ) изменение давления за соплом вызывает изменение распределения давлений вдоль всего сопла, так как возмущения из области за соплом передаются вверх по потоку со скоростью звука, превышающей скорость потока в любом сечении сопла. В этой группе режимов расход через сопло уменьшается при увеличении давления  $p_1$ , в то время как в режимах  $I-III$  расход через сопло остается постоянным (критическим), так как в минимальном сечении параметры потока и скорость его остаются критическими.

Закон изменения расхода в группе режимов  $IV$  при изменении противодавления в пределах  $1 > p_1/\bar{p}_0 > p_{1пр}/\bar{p}_0 = \varepsilon_a$  с достаточной степенью приближения описывается уравнением эллипса, и поэтому для расширяющихся сопел можно построить сетку расходов (рис. 2.41), аналогичную сетке расходов суживающихся сопел. Для расширяющихся сопел используют те же безразмерные параметры  $q = G/G_{кр}^{макс}$ ,  $\varepsilon_1 = p_1/\bar{p}_{0макс}$ ,  $\varepsilon_0 = \bar{p}_0/\bar{p}_{0макс}$ ,

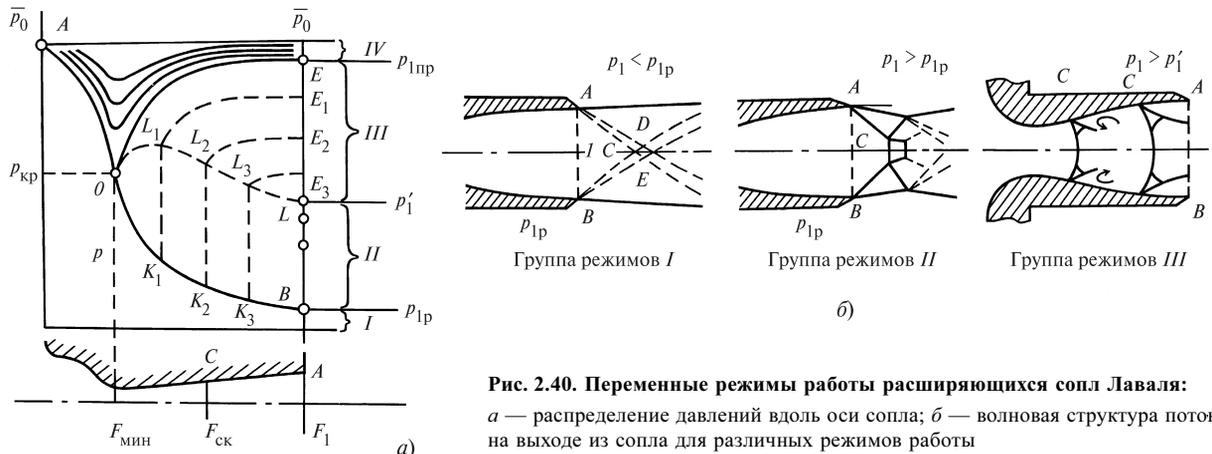


Рис. 2.40. Переменные режимы работы расширяющихся сопел Лаваля: а — распределение давлений вдоль оси сопла; б — волновая структура потока на выходе из сопла для различных режимов работы

которые связаны между собой уравнением эллипсов в режимах с докритическими расходами ( $\varepsilon_1 > \varepsilon_0 \varepsilon_a$ ):

$$\left(\frac{q}{\varepsilon_0}\right)^2 + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_a)^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_a)^2} = 1. \quad (2.110)$$

Очевидно, что  $\varepsilon_a$  для расширяющихся решеток больше критического отношения давлений  $\varepsilon_{кр}$  и зависит от отношения площадей  $F_{мин}/F_1$ :

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{кр} + (1 - \varepsilon_{кр}) \sqrt{1 - (F_{мин}/F_1)^2}. \quad (2.111)$$

Для режимов с критическими расходами через расширяющуюся решетку (I—III)  $\varepsilon_1 < \varepsilon_0 \varepsilon_a$  и по аналогии с суживающимися решетками уравнение (2.110) заменяется уравнением прямых

$$q = \varepsilon_0.$$

Следует помнить, что сетка расходов расширяющихся сопел, показанная, например на рис. 2.41, может быть использована только для сопел с отношением площадей  $F_{мин}/F_1 = 0,829$ , для сопел с другими отношениями площадей должны быть построены соответствующие сетки расходов, так как каждому  $F_{мин}/F_1$  соответствует свое отношение  $\varepsilon_a$ .

Следует заметить, что коэффициенты расхода  $\mu_1$  расширяющихся решеток при изменении режима работы практически остаются постоянными, так как их значения зависят от формирования пограничного слоя в минимальном сечении, т.е. от процессов в суживающих частях сопел, которые практически не изменяются от режима к режиму. Коэффициенты скорости  $\varphi$  определяются процессами, протекающими по всей длине сопловых каналов и в особенности в расширяющейся части. Большие потери энергии возникают, когда в расширяющейся части канала расположены скачки уплотнения, часто вызывающие отрыв потока от стенок канала, поэтому в

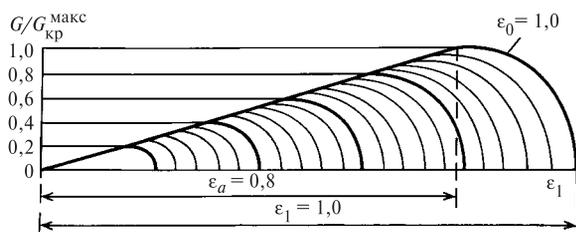


Рис. 2.41. Сетка расходов для решетки с расширяющимися каналами

этих режимах коэффициенты скорости существенно меньше, чем в расчетном режиме работы сопла, при котором потери энергии в сопле минимальные, а коэффициент скорости максимальный.

#### Расширение потока в косом срезе решеток.

На рис. 2.42 представлены каналы суживающейся сопловой решетки. Так как поток пара на выходе из сопел турбинной ступени направлен под небольшим углом  $\alpha_{13}$  к вектору окружной скорости рабочих лопаток, сопловой канал имеет так называемый косой срез — пространство канала, ограниченное поверхностью  $ABC$  высотой  $l_1$ . При дозвуковых скоростях потока на выходе из сопла ( $p_1 > p_{кр}$ ) расширение его осуществляется в суживающейся части канала до сечения  $AB$ , в области косого среза расширения потока не происходит (если пренебречь небольшой неравномерностью поля скоростей как поперек, так и вдоль потока), давление в области косого среза равно давлению за соплом  $p_1$ , а скорость соответственно равна  $c_1$ . При фиксированном давлении перед соплом  $p_0$  по мере снижения  $p_1$  скорость потока  $c_1$  в минимальном сечении канала  $AB$  будет увеличиваться. Когда давление за соплом уменьшится до критического, в сечении  $AB$  установятся критическое давление  $p_{кр}$  и критическая скорость  $c_{кр}$ . При дальнейшем снижении давления  $p_1$  за соплом в сечении  $AB$  скорость и давление будут оставаться критическими, так как выше сечения  $AB$  изменения давления за соплом не будут распространяться внутрь сопла. Действительно, скорость распространения волн давления равна скорости звука, а в сечении  $AB$  скорость потока равна скорости звука, поэтому возмущения, возникающие за соплом, не проникают выше сечения  $AB$ . При  $p_1 < p_{кр}$  в точке  $A$  давление скачком

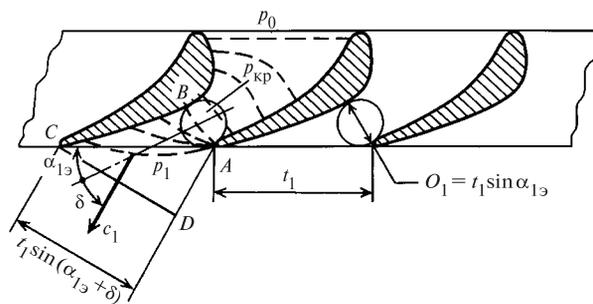


Рис. 2.42. Расширение потока в косом срезе суживающегося сопла при сверхзвуковых скоростях потока на выходе из него

уменьшается от  $p_{кр}$  до  $p_1$ , а скорость возрастает от  $c_{кр}$  до  $c_1$ , поэтому точка  $A$  становится в этом случае источником возмущения.

В области косо́го среза изобары (линии постоянного давления) будут располагаться (примерно) вдоль лучей, исходящих из точки  $A$  (вдоль линий Маха). Изобары изображены на рис. 2.42 штриховыми линиями. Последняя (выходная) изобара при давлении  $p_1$  примерно совпадает с выходным сечением — линией  $AC$ .

Таким образом, в зоне косо́го среза давление по течению будет уменьшаться от  $p_{кр}$  в минимальном сечении  $AB$  до  $p_1$  в выходном сечении  $AC$ , а скорость потока — возрастать от  $c_{кр}$  до  $c_1$  соответственно. При этом поток отклоняется от его направления в сечении  $AB$ , где угол потока равен  $\alpha_{1э}$ .

Для определения угла отклонения потока в косом срезе предположим, что в нем нет отрыва потока, и применим условие неразрывности к двум сечениям  $AB$  и  $CD$  (см. рис. 2.42) в виде

$$G = \frac{\mu_1 F_{AB} c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{\mu_1 F_{CD} c_{1t}}{v_{1t}}.$$

Используя очевидные отношения

$$F_{AB} = t_1 \sin \alpha_{1э} l_1; \quad F_{CD} = t_1 \sin (\alpha_{1э} + \delta) l_1,$$

получаем

$$\frac{\sin (\alpha_{1э} + \delta)}{\sin \alpha_{1э}} = \frac{c_{кр} v_{1t}}{c_{1t} v_{кр}}. \quad (2.112)$$

Здесь  $c_{кр}$  и  $v_{кр}$  — критическая скорость и удельный объем в сечении  $AB$ ;  $c_{1t}$  и  $v_{1t}$  — скорость и удельный объем на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном расширении потока. Формула (2.112) носит имя Бэра. С помощью этой формулы определяется угол отклонения потока  $\delta$  при расчете сопловой решетки, если давление за решеткой  $p_1 < p_{кр}$ . При построении треугольников скоростей ступени вектор скорости  $c_1$  направляется под углом  $\alpha_{1э} + \delta$  к вектору окружной скорости рабочих лопаток.

Расширение потока в косом срезе суживающейся решетки может осуществляться при уменьшении давления за ней до некоторого значения  $p_{1пр}$ , т.е. в этом случае говорят о предельной расширительной способности косо́го среза. При уменьшении давления за сопловой решеткой ниже  $p_{1пр}$  расширение потока происходит за пределами косо́го среза (например, за счет увеличения высоты канала

за решеткой). В этих режимах течения распределение давлений по профилю решетки остается неизменным и, следовательно, постоянным остается усилие, действующее со стороны лопатки на поток [см. (2.48)]. Поэтому в режимах  $0 < p_1 < p_{1пр}$  изменение давления за соплами не изменяет окружной составляющей скорости (сила, действующая на поток со стороны лопаток в окружном направлении, не меняется), т.е.

$$c_{1u} = c_1 \cos (\alpha_{1э} + \delta) = \text{const}.$$

При этом осевая составляющая скорости  $c_{1a} = c_1 \sin (\alpha_{1э} + \delta)$  будет увеличиваться при уменьшении давления  $p_1$  за счет расширения потока в осевом направлении за пределами косо́го среза. Изменения скоростей потока за соплом при изменении давления  $p_1$  за ним от  $p_1 = p_{кр}$  до  $p_1 = 0$  представлены на рис. 2.43 в виде годографа скоростей  $\lambda_1$ . В режиме предельной расширительной способности косо́го среза ( $p_1 = p_{1пр}$ ) осевая составляющая скорости равна скорости звука в потоке за соплом:

$$c_{1a} = c_1 \sin (\alpha_{1э} + \delta_{пр}) = a_1, \quad (2.113)$$

т.е.  $\lambda_{1a} = c_{1a} / c_{кр} = a_1 / c_{кр}$ .

Режимы работы сопла, когда степень расширения  $\varepsilon_1$  изменяется от  $\varepsilon_{пр}$  до 0, соответствуют расширению потока за пределами косо́го среза, а относительная скорость за соплом изменяется от

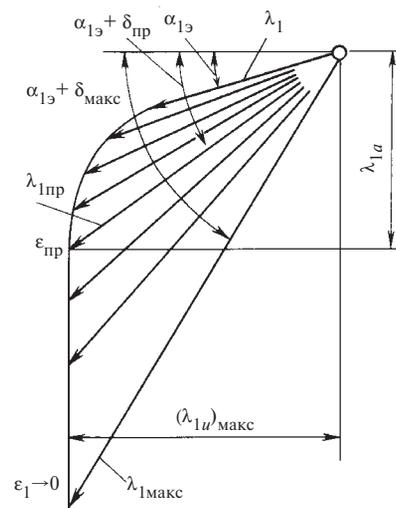


Рис. 2.43. Годограф скоростей при расширении потока в суживающемся канале решетки

$\lambda_{пр}$  до  $\lambda_{1\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$  (рис. 2.43). При  $\lambda_{1\max}$  достигается предельный угол отклонения потока в косом срезе суживающегося сопла. Формулы (2.112), (2.113) не учитывают некоторые факторы движения реального потока: истинную волновую структуру потока в косом срезе, изменения потерь энергии в решетке при различных  $\varepsilon_1$  и показателя изоэнтропы при истечении влажного пара и др.

Приведенные на рис. 2.44 зависимости показывают увеличение реального угла отклонения потока  $\delta$  по сравнению с расчетным.

Расхождения опытных и расчетных данных для указанной решетки объясняются, главным образом, повышенными значениями потерь энергии при больших скоростях потока.

Для расширяющихся решеток расширение потока в косом срезе возникает при режимах  $\varepsilon_1 < \varepsilon_{1р}$ . По аналогии с суживающимися решетками, используя уравнение неразрывности, легко получить фор-

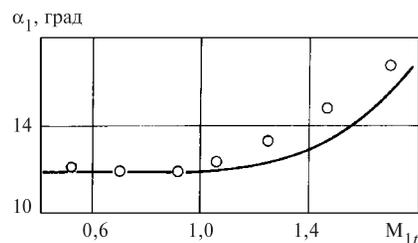


Рис. 2.44. Угол выхода потока из суживающейся решетки в зависимости от  $M_{1t}$ :

— расчет по формуле (2.112);  $\circ$  — опытные данные

мулу для определения угла отклонения в косом срезе расширяющихся решеток:

$$\frac{\sin(\alpha_{1э} + \delta)}{\sin \alpha_{1э}} = \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_{расч}} \frac{(c_{1t})_{расч}}{c_{1t}}. \quad (2.114)$$

Значение угла отклонения используется в расчетах треугольников скоростей турбинной ступени.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ТУРБИНЫХ СТУПЕНЕЙ. ВНУТРЕННИЙ ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ КПД

### 3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК ДЛЯ ОДНОВЕНЕЧНЫХ И ДВУХВЕНЕЧНЫХ СТУПЕНЕЙ

**Особенности расчета размеров решеток для одновенечных ступеней.** На рис. 3.1 приведены схематические чертежи проточной части одновенечной турбинной ступени. При расчете ступени турбины решают две взаимосвязанные задачи: 1) об определении основных размеров сопловых и рабочих лопаток: высот  $l_1$  и  $l_2$ , углов выхода  $\alpha_1$  и  $\beta_2$ ; о выборе типа применяемого профиля лопаток и его угла установки, размера хорды, относительного и абсолютного шагов лопаток, их числа  $z_1, z_2$ , значений зазоров и перекрыш в ступени, типа бандажа рабочих лопаток и других характеристик; 2) об определении относительных КПД ступени  $\eta_{ол}$  и  $\eta_{оi}$ , ее мощности и усилий, действующих на рабочие лопатки. Решение этих задач должно быть подчинено требованиям высокой надежности и экономичности ступени с учетом затрат при ее изготовлении.

Размеры сопловых и рабочих лопаток турбинных ступеней определяют одновременно с расчетом и построением треугольников скоростей.

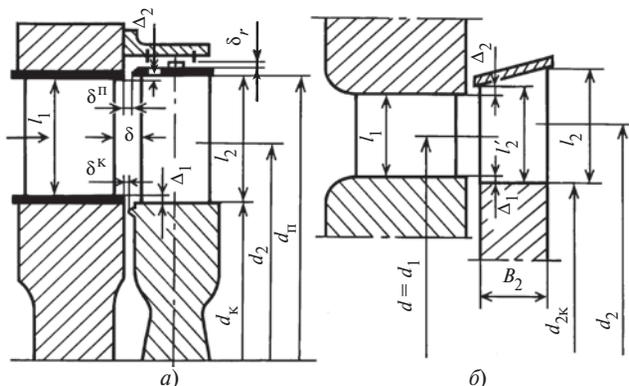


Рис. 3.1. Проточная часть одновенечной ступени с цилиндрическим (а) и коническим (б) бандажами рабочих лопаток

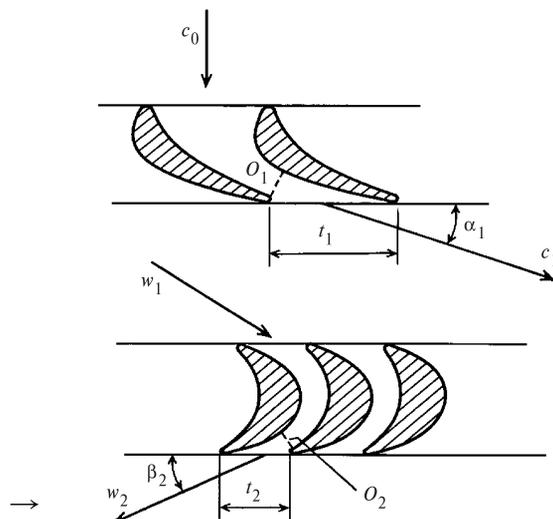
Рис. 3.2. Формы каналов сопловой и рабочей решеток

считывают по следующим исходным данным: 1) расходу пара (газа) через ступень  $G$ ; 2) параметрам пара перед ступенью  $c_0, p_0$  и  $t_0$ ; 3) давлению за ступенью  $p_2$ . Кроме этих данных из предварительного распределения теплоперепадов по ступеням многоступенчатой турбины (см. § 5.5) известны приближенные значения отношения скоростей  $u/c_\phi$ , средний диаметр ступени  $d$  и степень реактивности  $\rho$ .

При вычислении размеров сопловой решетки *при дозвуковых скоростях* на выходе из этой решетки основными расчетными размерами являются площадь горловых сечений  $F_1$ , высота лопаток  $l_1$  и степень парциальности  $e$ . Как указывалось в § 2.7, площадь горловых сечений, или выходная площадь сопловой решетки,  $F_1 = O_1 l_1 z_1$  (рис. 3.2), где  $z_1$  — число сопловых лопаток, может быть определена из уравнения неразрывности с использованием коэффициента расхода сопловой решетки  $\mu_1$ :

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}. \quad (3.1)$$

Здесь  $c_{1t} = \sqrt{2H_{0c} + c_0^2}$  — теоретическая скорость на выходе из сопловой решетки;  $v_{1t}$  — удельный объем при изэнтропийном расширении в сопловой



решетке (рис. 3.3);  $\mu_1$  — коэффициент расхода сопловой решетке.

Коэффициенты расхода решеток, как и коэффициенты потерь  $\zeta$ , зависят от геометрических характеристик решеток и режимных параметров течения (рис. 3.4). Для влажного пара коэффициенты рас-

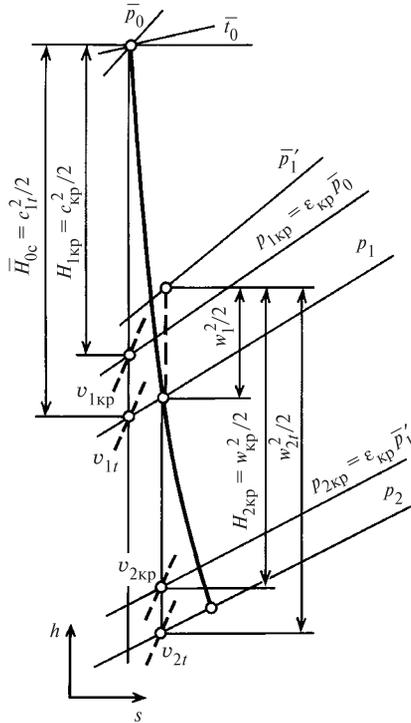


Рис. 3.3. К определению параметров потока в сопловой и рабочей решетках

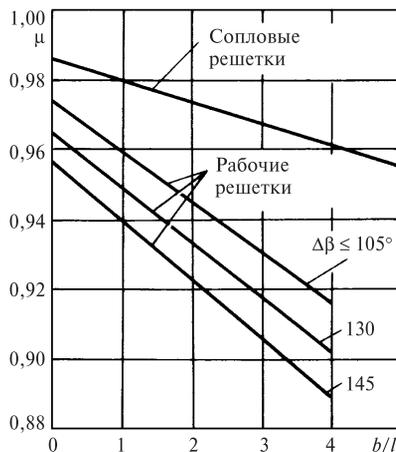


Рис. 3.4. Коэффициенты расхода сопловых и рабочих решеток в зависимости от относительной высоты лопатки  $l/b$  и угла поворота  $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$  для перегретого пара

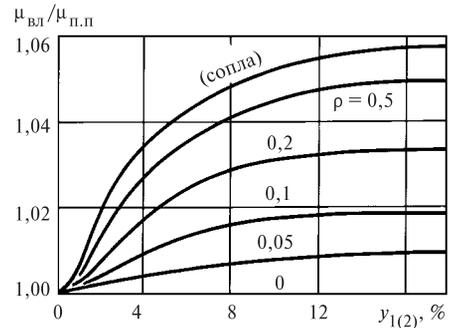


Рис. 3.5. Влияние влажности пара  $y_1 = 1 - x_1$  на выходе из решетки на коэффициент расхода

хода  $\mu_{вл}$  выше, чем для перегретого пара  $\mu_{п.п}$  (рис. 3.5), что связано с неравновесным расширением пара в турбинной решетке, в результате которого его удельный объем в выходном сечении решетки уменьшается по сравнению с удельным объемом, рассчитанным из условия термодинамически равновесного расширения. Приведенные значения коэффициентов расхода для перегретого и влажного пара являются усредненными. Для решеток профилей, применяемых на заводах, обычно известны экспериментальные характеристики и, в частности, коэффициенты расхода, поэтому в этих случаях в расчетах принимают более точные экспериментальные значения.

По значениям  $F_1$  можно определить высоту сопловых лопаток  $l_1$ . Действительно, используя (2.102), можно получить

$$F_1 = l_1 O_1 z_1 = l_1 t_1 \sin \alpha_{1\sigma} \cdot \frac{\pi de}{t_1} = \pi del_1 \sin \alpha_{1\sigma}$$

и, следовательно,

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1\sigma}} \quad (3.2)$$

В этой формуле средний диаметр  $d$  обычно известен из задания на расчет, угол выхода потока из сопловой решетки  $\alpha_1 = 11 \dots 20^\circ$  принимают, исходя из объемного пропуска пара (газа) и соответственно длины сопловых лопаток. При малых  $Gv_{1r}$  выбирают небольшие углы, чтобы получить более длинные лопатки, концевые потери у которых меньше, чем у коротких. Следует иметь в виду, что при малых углах  $\alpha_1$  профильные потери энергии в соплах увеличиваются, однако уменьшение концевых потерь энергии в коротких лопатках превалирует над эффектом увеличения профильных потерь. Кроме того, для ступеней, в которых энергия выходной скорости не используется, малые

углы выхода уменьшают потери энергии с выходной скоростью, пропорциональные  $\sin^2 \alpha_1$ . Обычно при умеренных высотах лопаток  $\alpha_1 = 12 \dots 16^\circ$ , а в ступенях с длинными лопатками  $\alpha_1 = 16 \dots 20^\circ$ .

В случаях, когда произведение  $el_1 < 12$  мм и угол  $\alpha_1$  выбран малым, необходимо вводить парциальный выпуск пара. При этом высоту лопаток следует принимать равной 12—14 мм и определять степень парциальности  $e$ , если проводится ориентировочный расчет. При высотах лопаток  $l_1 < 12$  мм интенсивность увеличения концевых потерь энергии выше, чем интенсивность снижения потерь парциального подвода. При строгом расчете необходимо определять так называемую *оптимальную степень парциальности*, соответствующую минимуму суммы концевых потерь и потерь парциального подвода (см. § 3.2). Необходимо отметить, что для регулирующей ступени при сопловом парораспределении независимо от значения  $el_1$  приходится вводить парциальный выпуск пара, так как в этой ступени конструктивно невозможно обеспечить подвод пара по всей окружности. Максимальное значение степени парциальности в этом случае не превышает  $e = 0,8 \dots 0,9$ .

Прежде чем определять основные размеры рабочей решетки, необходимо построить треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки, найти относительную скорость  $w_1$  и угол  $\beta_1$ . Для построения треугольника скоростей определяют скорость  $c_1 = \varphi c_{1t}$  и принимают при дозвуковых скоростях  $\alpha_1 \approx \alpha_{13}$ . Значение  $\varphi$  при ориентировочных расчетах находят по рис. 2.35, при более точных расчетах — по формуле  $\varphi = \sqrt{1 - \zeta}$ , причем коэффициент полных потерь  $\zeta$  берут из экспериментальных данных, например из атласа профилей. Размер хорды профиля сопловой решетки рассчитывают по условиям прочности и жесткости диафрагмы, он обычно составляет 30—100 мм. Иногда хорду профиля выбирают небольшой из условия малых концевых потерь, а необходимую жесткость и прочность диафрагмы обеспечивают за счет ребер жесткости, устанавливаемых перед сопловыми лопатками.

Размеры рабочих лопаток так же, как и сопловых, определяют с использованием уравнения расхода (неразрывности), записанного для горловых сечений каналов рабочей решетки (см. § 2.7). Площадь горловых сечений, или выходную площадь рабочей решетки,  $F_2 = l_2 O_2 z_2$  (см. рис. 3.2),  $z_2$  —

число рабочих лопаток на дуге  $e\pi d_2$ , определяют по формуле

$$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}, \quad (3.3)$$

где  $w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}$  — теоретическая скорость на выходе из каналов рабочих лопаток;  $v_{2t}$  — удельный объем при изэнтропийном расширении в рабочей решетке (см. рис. 3.3);  $\mu_2$  — коэффициент расхода рабочей решетки (см. рис. 3.4); увеличение коэффициента расхода для влажного пара можно оценить по рис. 3.5.

Так же, как и для сопловой решетки, по площади выходного сечения  $F_2$  можно определить произведение  $el_2$ :

$$el_2 = \frac{F_2}{\pi d_2 \sin \beta_{23}}. \quad (3.4)$$

В этой формуле степень парциальности  $e$  равна степени парциальности сопловой решетки; средний диаметр рабочих лопаток  $d_2$  равен среднему диаметру сопловой решетки при цилиндрическом бандаже рабочих лопаток (см. рис. 3.1, а):  $d_2 = d$ ; для относительно длинных рабочих лопаток применяют конический бандаж (см. рис. 3.1, б), поэтому в этом случае  $d_2 > d$ ; угол выхода  $\beta_{23}$  принимают по условиям унификации с предыдущими ступенями или чаще всего определяют по (3.4) с использованием высоты рабочей лопатки, оцененной по соотношению

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2)$$

для цилиндрического бандажа или по соотношению

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2) + B_2 \operatorname{tg} \gamma$$

для конического бандажа рабочих лопаток. Величины  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  называют *корневой и периферийной перекрышами ступени*. Выбор значений перекрыш необходимо производить с учетом высоты лопаток, открытого зазора  $\delta^{\text{II}}$  (см. рис. 3.1, а), угла выхода потока  $\alpha_1$ , среднего диаметра ступени. Ориентировочные значения оптимальных перекрыш следующие: при высотах  $l_1 < 50$  мм  $\Delta_1 = 1,0$  мм и  $\Delta_2 = 1,5 \dots 2,0$  мм; при высотах  $50 < l_1 < 150$  мм  $\Delta_1 = 1,5$  мм и  $\Delta_2 = 2,5 \dots 4,5$  мм; в ступенях с длинными лопатками сумма значений перекрыш достигает 10—15 мм. Угол наклона конического бандажа  $\gamma$  для коротких лопаток не должен превосходить  $12^\circ$  во избежание отрыва потока от бандажа; для длинных лопаток с коническим меридиональным обво-

дом сопловой решетки угол  $\gamma$  достигает 25—35° и более. Наклонный (конический) бандаж для коротких лопаток иногда применяют для уменьшения потерь энергии с выходной скоростью.

Размер хорды рабочих лопаток  $b_2 = 20 \dots 80$  мм выбирают из условия прочности их по напряжениям изгиба, которые не должны превышать значений 15—20 МПа для парциальных ступеней и значений 35—40 МПа для активных ступеней с полным подводом пара.

По углу  $\beta_{2\alpha}$ , вычисленному по формуле (3.4), подбирают необходимый профиль рабочей решетки из атласа профилей и строят выходной треугольник скоростей.

Коэффициент скорости  $\psi$  при ориентировочных расчетах находят по рис. 2.35; при более точных расчетах — по формуле  $\psi = \sqrt{1 - \zeta}$ , причем коэффициент полных потерь в рабочей решетке  $\zeta$  определяют по экспериментальным данным, например из атласа профилей.

**Особенности расчета размеров решеток для двухвенечных ступеней.** Схема проточной части двухвенечной ступени приведена на рис. 2.17. Для двухвенечной ступени размеры сопловой и рабочей решеток первого ряда рассчитывают аналогично размерам решеток одновенечной ступени, а размеры направляющей и рабочей решеток второго ряда — аналогично рабочей решетке одновенечной ступени.

Для направляющей решетки порядок определения размеров следующий. По известной из расчета рабочей решетки первого ряда высоте  $l_2$  находят высоту направляющей решетки  $l'_1$ :

$$l'_1 = l_2 + (\Delta_1 + \Delta_2).$$

Далее вычисляют угол выхода потока из направляющей решетки:

$$\sin \alpha'_1 = \frac{Gv'_{1t}}{\mu_n \pi d c'_{1t} l'_1 e}. \quad (3.5)$$

В этой формуле скорость на выходе из направляющей решетки  $c'_{1t} = \sqrt{2H_{0н} + c_2^2}$ ; удельный объем на выходе из направляющей решетки  $v'_{1t}$  определяют с помощью  $h, s$ -диаграммы (см. рис. 2.19); коэффициент расхода направляющей решетки  $\mu_n$  близок к значениям коэффициентов расхода рабочих решеток активного типа и находится по рис. 3.4.

По углу выхода потока  $\alpha'_1$  из атласа профилей выбирают профиль направляющей лопатки из серии активных профилей и строят входной треугольник скоростей для рабочих лопаток второго ряда (см. рис. 2.18).

Коэффициент скорости  $\psi_n$  и хорду  $b_n$  находят так же, как для рабочей решетки одновенечной ступени.

Далее определяют размеры рабочих лопаток второго ряда. По известной из расчета направляющей решетки высоте  $l'_1$  находят высоту рабочих лопаток второго ряда:

$$l'_2 = l'_1 + (\Delta_1 + \Delta_2);$$

при этом значения перекрыш  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  для рабочей решетки второго ряда, как и для направляющей, выбирают по рекомендациям, приведенным выше для одновенечных ступеней.

Угол выхода потока из рабочей решетки второго ряда вычисляют по формуле

$$\sin \beta'_2 = \frac{Gv'_{2t}}{\mu'_2 \pi d w'_{2t} e l'_2}. \quad (3.6)$$

Здесь  $w'_{2t} = \sqrt{2H'_{0р} + (w'_1)^2}$  — теоретическая скорость на выходе из рабочих решеток;  $v'_{2t}$  — удельный объем на выходе из рабочих решеток второго ряда (см. рис. 2.19);  $\mu'_2$  — коэффициент расхода рабочей решетки второго ряда (см. рис. 3.4).

По углу выхода потока  $\beta'_2$  из атласа профилей выбирают профиль рабочей решетки и строят треугольник скоростей на выходе из рабочей решетки второго ряда (см. рис. 2.18).

Коэффициент скорости  $\psi'$  и размер хорды  $b'_2$  находят так же, как для рабочей решетки одновенечной ступени.

**Особенности расчета размеров решеток при сверхзвуковых скоростях.** Как для двухвенечной, так и для одновенечной ступени возможны случаи, когда поток на выходе из сопловых, а иногда и из рабочих решеток сверхзвуковой; встречаются также случаи, когда и на входе рабочих решеток поток сверхзвуковой.

При больших сверхзвуковых скоростях на выходе из сопловых решеток при  $c_{1t}/a_1 = M_{1t} > 1,35$  ( $p_1/p_0 = \varepsilon_1 < 0,35$ ), как правило, применяют решетки с расширяющимися каналами (сопла Лавалы). В соплах с расширяющимися каналами (рис. 3.6) расчетными являются площадь минимального сечения  $F_{\min}$  и выходная площадь сопловой решетки  $F_1$ . В минимальном сечении, как известно, устанавливаются критические параметры, которые можно определить с помощью  $h, s$ -диаграммы, предварительно вычислив критическое давление

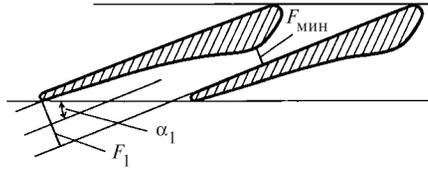


Рис. 3.6. К расчету размеров расширяющегося сопла

$p_{1кр} = \varepsilon_{кр} \bar{p}_0$  (см. рис. 3.3). Суммарная площадь минимальных сечений сопловой решетки определяется (см. § 2.2) по формуле

$$F_{мин} = \frac{Gv_{1кр}}{\mu_1 c_{1кр}}, \quad (3.7)$$

где  $c_{1кр} = \sqrt{2H_{1кр}}$ .

Площадь минимальных сечений сопловой решетки с расширяющимися каналами может быть вычислена также через параметры полного торможения  $\bar{p}_0$  и  $\bar{v}_0$ :

$$F_{мин} = \frac{G}{0,667\mu_1\sqrt{\bar{p}_0/\bar{v}_0}}. \quad (3.8)$$

Здесь коэффициент 0,667 соответствует рабочему телу (пару или газу) с  $k = 1,3$ .

Выходную площадь  $F_1$  сопловой решетки определяют так же, как и для суживающейся решетки при дозвуковых скоростях, т.е.

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}. \quad (3.9)$$

Высоту лопаток вычисляют по формуле

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1э}}. \quad (3.10)$$

По отношению площадей  $F_1/F_{мин}$  и углу выхода потока  $\alpha_{1э}$  по атласу профилей выбирают соответствующий профиль лопатки. Если в атласе подходящего профиля подобрать не удастся, необходимо по аналогии с существующими высокоэффективными расширяющимися решетками создать новый профиль для проектируемой ступени.

В стационарной энергетике, как правило, сопла с расширяющимися каналами не применяют по следующим причинам. Отношения давлений  $\varepsilon_1 < 0,3 \dots 0,35$  для сопловых решеток встречаются редко, в основном в турбинах малой мощности или во вспомогательных. Кроме того, как показано в § 2.8, сверхзвуковые скорости можно получать в суживающихся решетках при отклонении потока в косом срезе. Следует отметить, что суживающиеся

сопла при небольших сверхзвуковых скоростях на выходе из косого среза при соответствующем профилировании спинки лопатки имеют небольшие потери энергии при переменных режимах работы. В соплах с расширяющимися каналами при отклонении от расчетного режима работы коэффициент потерь энергии резко увеличивается (рис. 3.7). Поэтому при сравнительно небольших сверхзвуковых скоростях применяют специально спрофилированные суживающиеся решетки с отклонением потока в косом срезе сопловых каналов.

При определении размеров суживающейся решетки с отклонением потока в косом срезе площадь выходного сечения  $F_1$  (сечение  $AB$  на рис. 2.42) определяется так же, как и площадь минимальных сечений расширяющейся решетки, т.е.

$$F_1 = \frac{Gv_{1кр}}{\mu_1 c_{1кр}}. \quad (3.11)$$

Соответственно высота лопаток сопловой решетки в этом случае находится по формуле

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1э}}. \quad (3.12)$$

При построении входного треугольника скоростей в этом случае вектор скорости  $c_1$  располагается под углом к фронту решетки  $\alpha_{1э} + \delta$  (рис. 3.8). Угол отклонения потока в косом срезе  $\delta$  находят по формуле (2.112) или по экспериментальным данным.

Как указывалось выше, при определении размеров решеток подбирают соответствующие аэродинамиче-

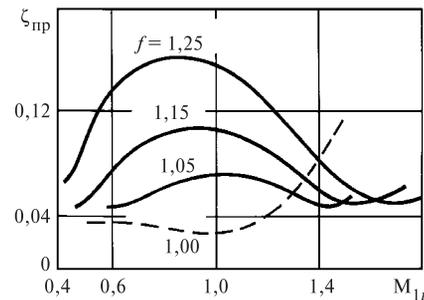


Рис. 3.7. Профильные потери энергии в сопловых решетках с различной степенью расширения  $f = F_1/F_{мин}$  в зависимости от числа  $M_{1t}$  на выходе из решетки

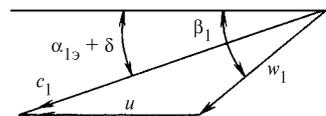


Рис. 3.8. Треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки при отклонении потока в косом срезе сопловой решетки

ски отработанные профили из числа применяемых в турбиностроении. На заводах турбиностроения используют отраслевые нормали профилей, разработанных в ЦКТИ, МЭИ, ЛМЗ и других организациях.

Для профилей МЭИ принята следующая классификация. Как сопловые, так и рабочие (активные) решетки различают по диапазону чисел  $M$ , на который они спрофилированы: буквой А обозначают профили для дозвуковых скоростей; Б — профили для околосзвуковых скоростей; В — профили для сверхзвуковых скоростей. В табл. 3.1 приведены

часто применяемые профили МЭИ и их геометрические характеристики; форма этих профилей представлена на рис. 3.9. Обозначения типов профилей в этой таблице составлены следующим образом: первая буква С — профиль для сопловых лопаток; Р — профиль для рабочих (активных) лопаток; первые две цифры — значение расчетного угла входа потока, а последние две цифры — значение угла выхода потока из решетки (среднее значение диапазона углов выхода потока, для которых может применяться данный профиль). Последняя буква обо-

Таблица 3.1. Геометрические характеристики профилей МЭИ

Тип профиля	$\alpha_{1э}, \beta_{2э},$ град	$\alpha_{0\text{расч}}, \beta_{1\text{расч}},$ град	$\bar{t}_{\text{опт}}$	$(M_{1r})_{\text{опт}},$ $(M_{2r})_{\text{опт}}$	$b_1, \text{см}$	$f_1, \text{см}^2$	$I_{\text{мин}}, \text{см}^4$	$W_{\text{мин}}, \text{см}^3$
С-90-09А	8—11	70—120	0,72—0,85	До 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
С-90-12А	10—14	70—120	0,72—0,87	До 0,85	5,25	4,09	0,591	0,575
С-90-15А	13—17	70—120	0,70—0,85	До 0,85	5,15	3,30	0,360	0,450
С-90-18А	16—20	70—120	0,70—0,80	До 0,85	4,71	2,72	0,243	0,333
С-90-22А	20—24	70—120	0,70—0,80	До 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
С-90-27А	24—30	70—120	0,65—0,75	До 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
С-90-33А	30—36	70—120	0,62—0,75	До 0,90	4,5	1,84	0,090	0,163
С-90-38А	35—42	70—120	0,60—0,73	До 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
С-55-15А	12—18	45—75	0,72—0,87	До 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
С-55-20А	17—23	45—75	0,70—0,85	До 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
С-45-25А	21—28	35—65	0,60—0,75	До 0,90	4,58	3,30	0,703	0,536
С-60-30А	27—34	45—85	0,52—0,70	До 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
С-65-20А	17—23	45—85	0,60—0,70	До 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
С-70-25А	22—28	55—90	0,50—0,67	До 0,90	4,5	1,89	0,242	0,235
С-90-12Б	10—14	70—120	0,72—0,87	0,85—1,15	5,66	3,31	0,388	0,420
С-90-15Б	13—17	70—120	0,70—0,85	0,85—1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
С-90-12В	10—14	70—120	0,58—0,68	1,4—1,8	4,09	2,30	0,237	0,324
С-90-15В	13—17	70—120	0,55—0,65	1,4—1,7	4,2	2,00	0,153	0,238
Р-23-14А	12—16	20—30	0,60—0,75	До 0,95	2,59	2,44	0,430	0,390
Р-26-17А	15—19	23—35	0,60—0,70	До 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
Р-30-21А	19—24	25—40	0,58—0,68	До 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
Р-35-25А	22—28	30—50	0,55—0,65	До 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
Р-46-29А	25—32	44—60	0,45—0,58	До 0,85	2,56	1,22	0,071	0,112
Р-50-33А	30—36	47—65	0,43—0,55	До 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
Р-60-38А	35—42	55—75	0,41—0,51	До 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
Р-27-17Б	15—19	23—45	0,57—0,65	0,8—1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
Р-30-21Б	19—24	23—40	0,55—0,65	0,85—1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
Р-35-25Б	22—28	30—50	0,55—0,65	0,85—1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
Р-21-18В	16—20	19—24	0,60—0,70	1,3—1,6	2,0	1,16	0,118	0,142
Р-25-22В	20—24	23—27	0,54—0,67	1,35—1,6	2,0	0,99	0,084	0,100
Р-90-25Б	22—28	70—120	0,55—0,72	0,9—1,2	11,5	9,32	3,270	2,870
Р-160-17Б	15—20	130—162	0,80—0,95	1,15—1,45	11,6	4,28	0,075	0,228
Р-160-17В	15—20	135—162	0,85—1,0	1,55—1,80	12,5	4,55	0,125	0,279

Примечания. 1. В столбце для  $(M_{1r})_{\text{опт}}, (M_{2r})_{\text{опт}}$  указан диапазон чисел  $M$  на выходе из решетки, для которого рассчитаны профили. 2. Здесь  $f_1$  — площадь сечения профиля;  $I_{\text{мин}}$  — момент инерции;  $W_{\text{мин}}$  — момент сопротивления.

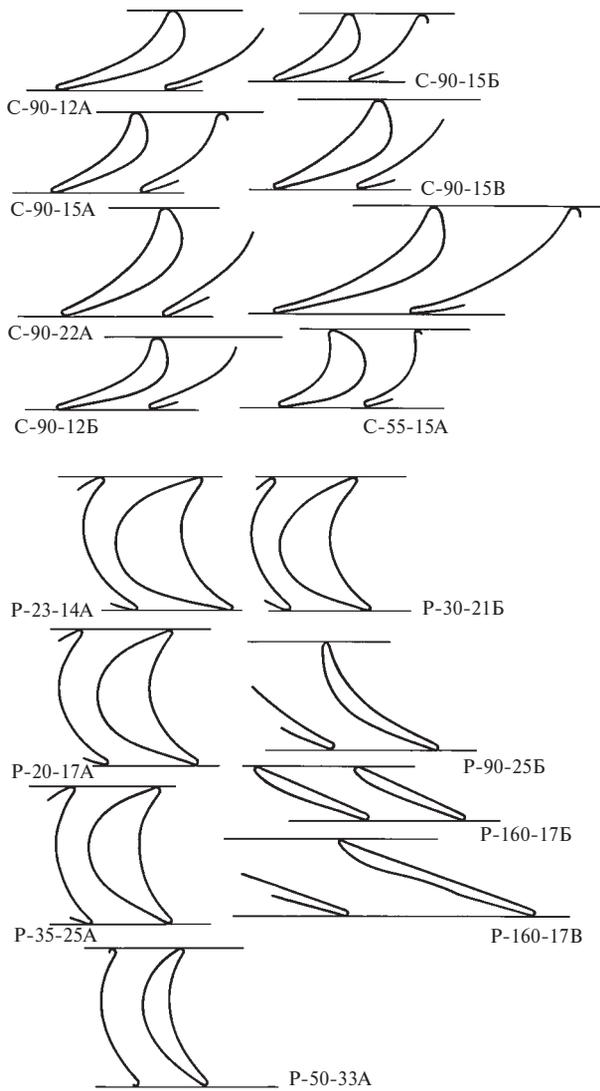


Рис. 3.9. Формы профилей МЭИ

значает уровень скоростей, на который рассчитан профиль.

В атласах или нормалях приводятся характеристики профилей, по которым следует подбирать решетку при расчете турбинной ступени. На рис. 3.10 и 3.11 в качестве примеров приведены характеристики профилей С-90-12А и Р-30-21А. Здесь  $\zeta'$  — потери энергии в решетке при фиксированных значениях  $M_{1r}$ ,  $M_{2r}$ ,  $\bar{t}_1$ ,  $\bar{t}_2$  и  $\beta_1(\alpha_0)$ ;  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  — коэффициенты, характеризующие влияние  $M_{1r}$ ,  $M_{2r}$ ,  $\bar{t}_1$ ,  $\bar{t}_2$ ,  $\beta_1(\alpha_0)$  на потери энергии.

Из расчета обычно известны  $\alpha_1$ ,  $\alpha_0$ ,  $l_1$  для сопловой решетки и  $\beta_2$ ,  $\beta_1$ ,  $l_2$  для рабочей решетки; кроме того, из условия обеспечения необходимой

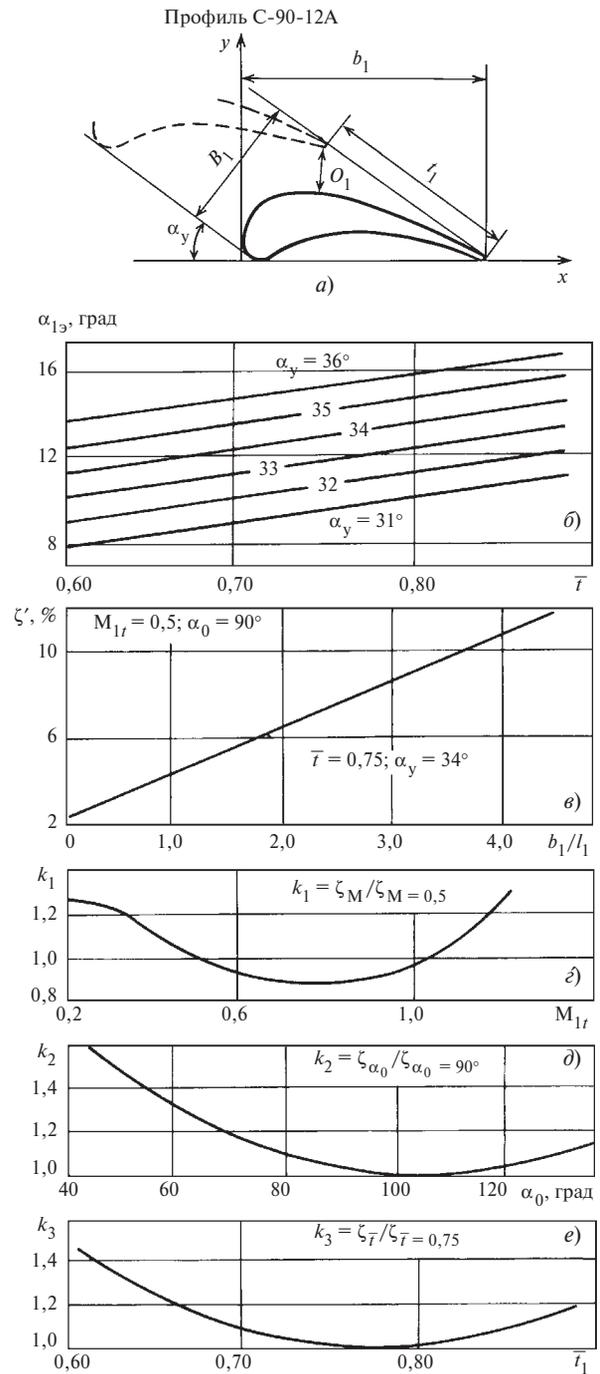


Рис. 3.10. Характеристики соплового профиля С-90-12А

прочности выбирают значения хорды профиля  $b_1$  и  $b_2$ . По этим данным в атласе подбирают профиль и его характеристики следующим образом: 1) по углам  $\alpha_1 \approx \alpha_{13}$  и  $\alpha_0$  или  $\beta_2 \approx \beta_{23}$  и  $\beta_1$  выбирают тип профиля соответствующей решетки; 2) по зависимости

Профиль P-30-21A

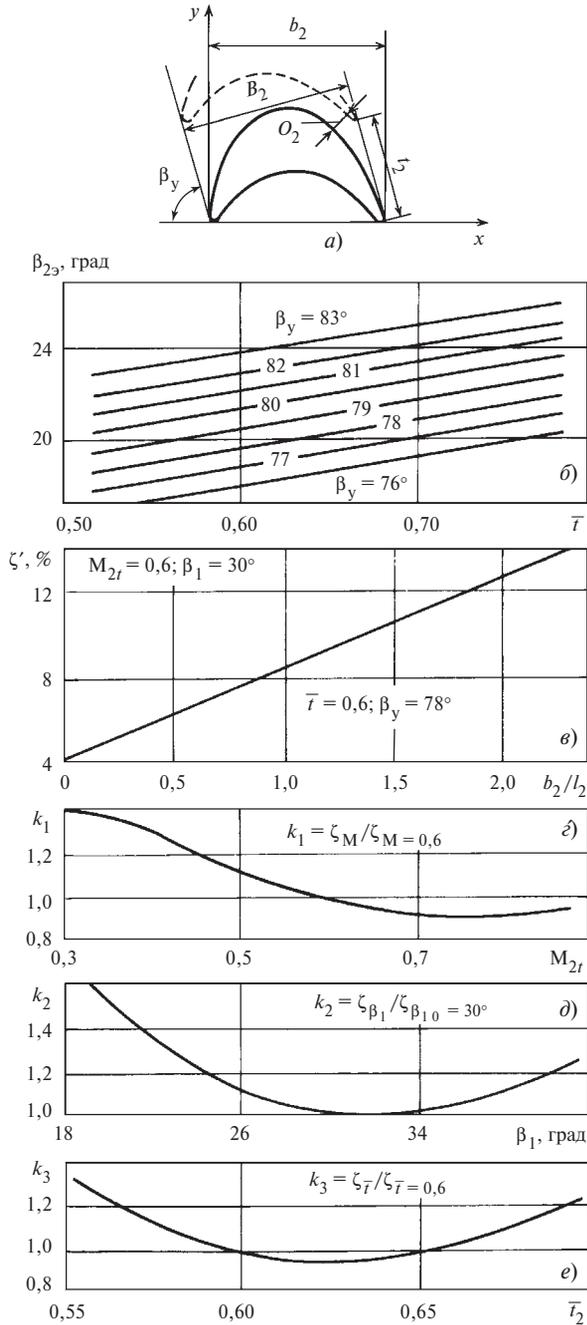


Рис. 3.11. Характеристики профиля для рабочих лопаток P-30-21A

$k_3 = f(\bar{t})$ , приведенной на рис. 3.10, *e* или 3.11, *e*, определяют оптимальный относительный шаг профилей в решетке; 3) по  $\bar{t}$  и  $\alpha_{13}$  ( $\beta_{23}$ ) из рис. 3.10, *b* или 3.11, *b* находят угол установки профиля в

решетке  $\alpha_y$  или  $\beta_y$ . Устанавливая один и тот же профиль под различными углами  $\alpha_y$  ( $\beta_y$ ), можно обеспечить углы выхода  $\alpha_1$  ( $\beta_2$ ) с диапазоном отклонения от их номинальных значений  $\pm(1,0 \dots 2,0)^\circ$ .

По выбранным характеристикам решетки профилей вычерчиванием проверяют форму межлопаточного канала, в котором при дозвуковых скоростях должны отсутствовать диффузные участки и, кроме того, участки большой кривизны на спинке профиля не должны располагаться в зоне косога среза решетки.

Для окончательного формирования решетки (круговой) необходимо определить число профилей в ней:

$$z = \pi de/t, \quad (3.13)$$

где  $d$  — средний диаметр решетки (или ступени, если средние диаметры сопловой и рабочей решеток совпадают, что характерно для ступеней с относительно короткими лопатками);  $t = b\bar{t}$  — шаг расположения профилей в решетке на среднем диаметре.

Значение  $z$ , полученное из (3.13), округляют до целого, а для решеток диафрагм, которые состоят из двух половин,  $z$  принимают четным, чтобы в каждой половине диафрагмы располагалось целое число сопл. В соответствии с принятым значением числа лопаток  $z$  корректируют шаг профилей в решетке:

$$t = \pi de/z.$$

Коэффициент потерь энергии выбранного профиля находят по формуле

$$\zeta = k_1 k_2 k_3 \zeta', \quad (3.14)$$

где коэффициенты  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  определяют из графиков рис. 3.10, *z—e* или 3.11, *z—e*.

### 3.2. ВНУТРЕННИЙ ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ КПД СТУПЕНИ. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПОТЕРИ

В гл. 2 рассматривался относительный лопаточный КПД  $\eta_{о.л.}$ , при определении которого вычисляют основные потери энергии в ступени: потери энергии в сопловых лопатках  $\xi_c$ , в рабочих лопатках  $\xi_p$  и с выходной скоростью  $\xi_{в.с}$  (для двухвенечных ступеней, кроме того, потери энергии в направляющих лопатках  $\xi_n$  и в рабочих лопатках второго ряда  $\xi'_p$ ).

Кроме перечисленных в ступени возникают так называемые дополнительные потери: от трения диска и лопаточного бандажа  $\xi_{тр}$ ; связанные с парциальным подводом пара в ступени  $\xi_{п}$ ; от протечек пара через зазоры между статором и ротором  $\xi_y$ ;

связанные с течением влажного пара  $\xi_{\text{вл}}$ . Для вычисления полезной мощности  $N_i$ , развиваемой ступенью на роторе (называемой внутренней), необходимо учитывать дополнительные потери. Соответственно мощности  $N_i$  вводится понятие внутреннего относительного КПД:

$$\eta_{oi} = N_i / N_0 = \eta_{\text{о.л}} - \xi_{\text{тр}} - \xi_{\text{п}} - \xi_{\text{y}} - \xi_{\text{вл}}. \quad (3.15)$$

В конкретной ступени не все из перечисленных дополнительных потерь могут иметь место. Так, при течении перегретого пара не возникают потери от влажности, в ступенях со степенью парциальности  $e = 1,0$  отсутствуют потери от парциальности. Дополнительные потери зависят от режимных параметров работы ступени: отношения скоростей  $u/c_{\text{ф}}$ , числа Re и др. В некоторых ступенях дополнительные потери энергии существенно влияют на оптимальное отношение скоростей  $u/c_{\text{ф}}$ .

**Потери от трения диска и лопаточного бандажа.** При вращении турбинного диска в камере, образованной неподвижными стенками, например, соседних диафрагм в промежуточной ступени, возникают силы аэродинамического сопротивления вращению диска в паровой или газовой среде (рис. 3.12). На преодоление этих сил сопротивления затрачивается мощность, называемая *мощностью трения*  $N_{\text{тр}}$ . На значение этой величины уменьшается полезная мощность, выработанная на рабочих лопатках ступени и передаваемая на вал турбины  $N_{\text{д}}$ . Силы аэродинамического сопротивления вращению диска являются силами трения на гладких поверхностях диска и бандажа; к силам трения

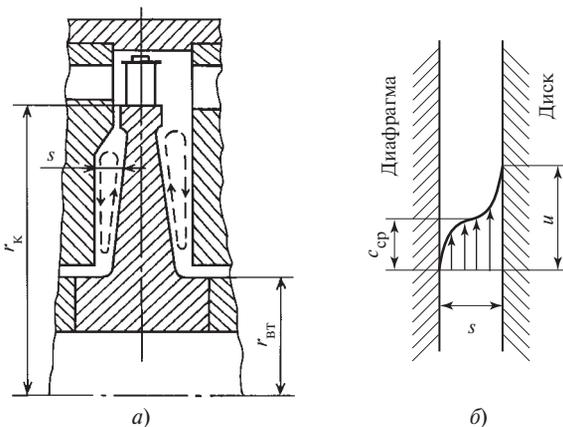


Рис. 3.12. Схема течения пара в камере турбинного диска: а — продольный разрез камеры диска; б — эпюра скоростей течения пара в зазоре между диафрагмой и диском

добавляются силы сопротивления, связанные со срывными явлениями на выступах (например, на надбандажных шипах) или во впадинах (разгрузочных отверстиях).

На рис. 3.12, б показана эпюра скоростей потока, возникающего в камере между вращающимся диском и неподвижной поверхностью диафрагмы. В средней части камеры скорости потока приблизительно равны половине окружной скорости диска:  $c_{\text{ср}} = 0,5u = 0,5r\omega$ . Среда в камере в ядре вращается как твердое тело с половинной угловой скоростью. Кроме этого потока в камере наблюдается циркуляционное течение, схематично показанное на рис. 3.12, а. Вблизи поверхности диска под действием центробежных сил возникает течение от центра к периферии, а вблизи неподвижной поверхности — течение от периферии к центру. Наблюдается также сквозное течение среды в камере в радиальном направлении. На поддержание всех видов течения в камере расходуется энергия (мощность), отводимая от диска.

Если пренебречь циркуляционным и сквозным течениями в камере, то мощность трения диска при вращении можно оценить следующим образом. Как известно из гидрогазодинамики, для турбулентного режима течения напряжения трения на поверхностях диска пропорциональны квадрату скорости потока и плотности пара (газа) в камере, где вращается диск, т.е.  $\tau_{\text{тр}} \sim \rho u^2 = u^2/\nu$ , где  $u$  — окружная скорость диска на радиусе  $r$  (рис. 3.12);  $\nu$  — удельный объем пара (газа) в камере диска. Момент сил трения относительно оси ротора можно подсчитать, проинтегрировав моменты, возникающие на элементарных площадках  $dF$  поверхности диска:

$$M_{\text{тр}} = \int_{2F_{\text{д}}} \tau_{\text{тр}} r dF = 2 \int_{r_{\text{вт}}}^{r_{\text{к}}} \tau_{\text{тр}} r 2\pi r dr. \quad (3.16)$$

Таким образом, мощность трения диска при достаточно малом  $r_{\text{вт}}$  определится соотношением

$$N_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \omega \sim \frac{u_{\text{к}}^3 d_{\text{к}}^2}{\nu} \quad (\text{здесь } d_{\text{к}} = 2r_{\text{к}}), \quad (3.17)$$

или

$$N_{\text{тр}} = k'_{\text{тр}} \frac{u_{\text{к}}^3 d_{\text{к}}^2}{2\nu}. \quad (3.18)$$

Для ступеней паровых турбин можно принять  $k'_{\text{тр}} = 3 \cdot 10^{-3}$ .

Отношение мощности трения диска к располагаемой мощности ступени равно относительным потерям от трения диска:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тр}}}{N_0} = \frac{k'_{\text{тр}} u_{\text{к}}^3 d_{\text{к}}^2}{2vG\overline{H}_0}. \quad (3.19)$$

Заменяв из уравнения неразрывности для сопл произведение  $Gv \approx F_1 c_{1t} \approx F_1 c_{\phi}$  (предполагается ступень с небольшой степенью реактивности), преобразуем (3.19) к виду

$$\xi_{\text{тр}} = k'_{\text{тр}} \frac{d^2}{F_1} \left( \frac{u}{c_{\phi}} \right)^3 \quad (3.20)$$

или, заменив  $F_1 = \pi dl_1 e \sin \alpha_{13}$ , к виду

$$\xi_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \frac{d}{el_1 \sin \alpha_{13}} \left( \frac{u}{c_{\phi}} \right)^3, \quad (3.21)$$

где  $k_{\text{тр}} = 1 \cdot 10^{-3}$ . Принято приближенно  $d_{\text{к}} \approx d$ ,  $u_{\text{к}} \approx u$ .

В ступенях с относительно короткими лопатками, характеризуемых большим отношением  $d/l$ , потери трения выше по сравнению с потерями трения в ступенях с относительно длинными лопатками, т.е. с малым отношением  $d/l$ . Следует отметить существенное влияние на потери трения  $\xi_{\text{тр}}$  режима работы ступени, т.е. отношения скоростей  $u/c_{\phi}$ .

**Потери, связанные с парциальным подводом пара.** В § 2.7 введено понятие степени парциальности сопловой решетки. Парциальный подвод пара в ступени применяется в случаях, когда объемный расход пара невелик, т.е. в турбинах небольшой мощности. В ступенях с парциальным подводом пар на рабочие лопатки поступает не по всей окружности, а только по некоторой ее части  $e$ . При этом на части дуги окружности  $1-e$  в каналах рабочих лопаток отсутствует активный поток пара, эти каналы заполняются «застойным» паром из камеры, в которой вращается диск. Вследствие вращения пар, заполняющий эти каналы, под воздействием центробежных сил перемещается от корня рабочих лопаток к их периферии; при этом возможно движение пара с одной стороны лопаток на другую, как показано на рис. 3.13. Работа, связанная с перемещением пара в каналах неактивной части дуги рабочих лопаток, отводится от диска. Следовательно, полезная энергия ступени уменьшается на потери энергии, связанные с перемещением (вентиляцией) пара в этих каналах.

Мощность вентиляции на неактивной части рабочих лопаток равна произведению расхода пара, участвующего в вентиляционном движении, на работу, сообщаемую 1 кг пара рабочими лопатками  $H_{\text{в}}$ :

$$N_{\text{в}} = G_{\text{в}} H_{\text{в}}.$$

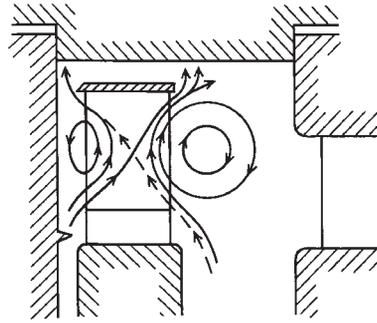


Рис. 3.13. Схема вентиляционных потоков в парциальной ступени

Расход вентилируемого пара  $G_{\text{в}}$  пропорционален площади  $(1-e)\pi dl_2$  и скорости  $u$  и обратно пропорционален удельному объему пара  $v_2$  в камере диска, а работа  $H_{\text{в}}$ , совершаемая при вентиляции 1 кг пара, пропорциональна  $u^2$ . Таким образом, мощность, затрачиваемая на вентиляцию в парциальной ступени, определяется соотношением

$$N_{\text{в}} \sim (1-e)dl_2 \frac{u^3}{v_2}. \quad (3.22)$$

Большое влияние на мощность вентиляции оказывают форма и размеры камеры, в которой движутся лопатки на неактивной части дуги. Если рабочие лопатки прикрыты защитным противовентиляционным кожухом, как показано на рис. 3.14, то мощность вентиляции уменьшается в 2—3 раза по сравнению с ее значением для диска без защитного кожуха. В этом случае расход пара  $G_{\text{в}}$  существенно сокращается из-за препятствия движению пара, создаваемого защитным кожухом.

Формула относительных потерь энергии от вентиляции в парциальной одновенечной ступени без защитного кожуха может быть получена из (3.22)

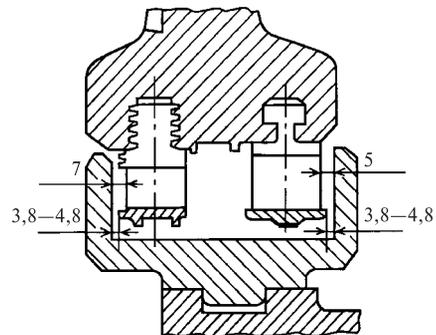


Рис. 3.14. Защитный кожух для уменьшения потерь от вентиляции в парциальной двухвенечной ступени

путем преобразований, аналогичных использован-  
ным при выводе (3.21):

$$\xi_B = \frac{N_B}{N_0} = \left( \frac{k_B}{\sin \alpha_{1\phi}} \right) \left( \frac{1-e}{e} \right) \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3. \quad (3.23)$$

Коэффициент  $k_B$  в этой формуле принимается рав-  
ным 0,065. Формула (3.23) может быть представ-  
лена в более общем виде с учетом влияния части  
дуги, занимаемой защитным кожухом  $e_{\text{кож}}$ , и числа  
венцов рабочих лопаток ступени скорости  $m$ , в каж-  
дом из которых возникают потери от вентиляции:

$$\xi_B = \frac{k_B}{\sin \alpha_{1\phi}} \frac{1 - e - 0,5e_{\text{кож}}}{e} \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3 m. \quad (3.23a)$$

Потери энергии от вентиляции  $\xi_B$  являются  
одной из составляющих потерь, связанных с парци-  
альным подводом пара. Другой составляющей явля-  
ются потери на концах дуг подвода пара (на краях  
сопловых сегментов)  $\xi_{\text{сегм}}$ . Для выяснения природы  
этих потерь рассмотрим схему течения пара в  
парциальной ступени (рис. 3.15). На правом конце  
дуги подвода застойный пар межлопаточного канала  
при движении его на границе активного потока  
вытесняется струей активного пара (на границе  $C$ );  
при этом в канале возникают вихревые течения. На  
выталкивание застойного пара и образование вих-  
рей расходуется энергия активного пара. Кроме  
того, на правом конце дуги подвода из зазора  
между диафрагмой и рабочими лопатками эжекти-  
руется застойный пар (поток  $A$ ), на что также рас-  
ходуется дополнительная энергия пара. На левом  
конце дуги подвода при выходе межлопаточного  
канала из-под активной струи пара в канал подса-  
сывается застойный пар из зазора за счет инерцион-  
ного воздействия оставшегося в канале активного  
пара, отделяемого от подсасываемого пара грани-  
цей  $D$ . Кроме того, на левом конце из крайнего  
соплового канала возникают утечки активного пара  
в зазор между диафрагмой и рабочими лопатками  
(поток  $B$ ). Как на подсосывание, так и на утечку рас-

ходуется энергия активного пара. Для снижения уте-  
чек пара в зазоры в парциальной ступени расчетная  
степень реактивности выбирается небольшой ( $\rho =$   
 $= 0,02 \dots 0,06$ ). Кроме перечисленных составляю-  
щих сегментные потери включают в себя и потери  
энергии в крайних сопловых каналах, течение в  
которых искажается краевыми эффектами в соплах.

Таким образом, сегментные потери энергии  
в парциальной ступени определяются рядом взаимо-  
связанных между собой явлений на концах сопловых  
сегментов. Эти потери пропорциональны количеству  
выталкиваемого и подсасываемого застойного пара,  
т.е. пропорциональны ширине и высоте рабочих  
лопаток  $B_2$  и  $l_2$ ; на сегментные потери влияет  
также отношение скоростей  $u/c_\phi$ , число пар концов  
сопловых сегментов (несомкнутых)  $i$ , КПД  $\eta_{\text{о.л}}$ .  
Наиболее распространена следующая формула для  
подсчета сегментных потерь:

$$\xi_{\text{сегм}} = 0,25 \frac{B_2 l_2}{F_1} \frac{u}{c_\phi} \eta_{\text{о.л}} i. \quad (3.24)$$

Для двухвенечной ступени в числителе произве-  
дение  $B_2 l_2$  заменяется на сумму произведений  
ширины на высоту первого и второго рядов рабочих  
лопаток  $B_2 l_2 + 0,6 B_2' l_2'$ . Под  $F_1$  понимается пло-  
щадь всех сопловых каналов, через которые течет  
пар в ступени.

Потери от вентиляции  $\xi_B$  и сегментные потери  
составляют потери от парциального подвода:

$$\xi_{\Pi} = \xi_B + \xi_{\text{сегм}}.$$

Рассмотрим внутренний относительный КПД  
ступеней, работающих на перегретом паре:

$$\eta_{\text{oi}} = \eta_{\text{о.л}} - \xi_{\text{тр}} - \xi_{\Pi} = \eta_{\text{о.л}} - \xi_{\text{тр}} - \xi_B - \xi_{\text{сегм}}.$$

На рис. 3.16 показаны графики зависимостей  
 $\eta_{\text{о.л}} = f(u/c_\phi)$  и  $\eta_{\text{oi}} = f(u/c_\phi)$ . Из этих графиков  
видно, что потери парциального подвода и потери  
от трения диска, уменьшая КПД ступени, изме-  
няют также и оптимальное отношение скоростей  
 $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$ , при котором достигается максимальное

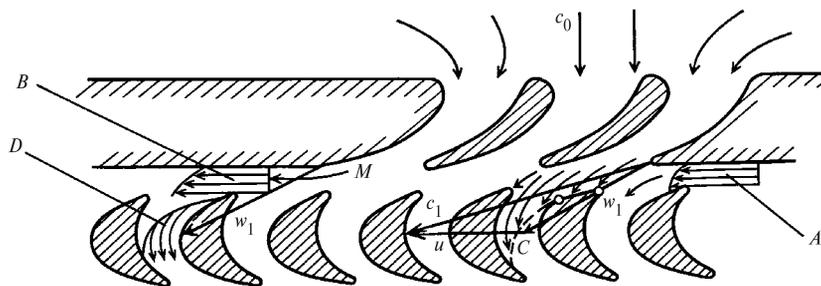


Рис. 3.15. Механизм возникновения сегментных потерь энергии

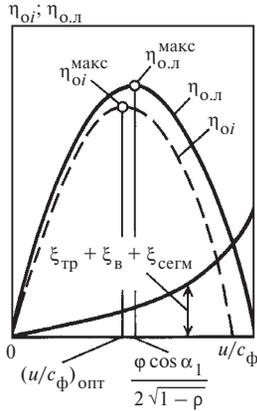


Рис. 3.16. Влияние дополнительных потерь энергии в ступени на КПД  $\eta_{oi}$  и оптимальное отношение скоростей  $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$

значение внутреннего относительного КПД, по сравнению с оптимальным отношением скоростей для относительного лопаточного КПД. Таким образом, при выборе расчетного теплоперепада ступени следует ориентироваться на  $(u/c_\phi)_{\text{опт}}$  по внутреннему относительному КПД. Это оптимальное отношение скоростей тем меньше, чем больше дополнительные потери от парциальности и от трения диска. Так, например, для одновенечных ступеней с небольшой степенью реактивности при парциальности  $e = 1,0$  и, следовательно, малых дополнительных потерях (потери от парциальности равны нулю) оптимальное отношение скоростей по  $\eta_{oi}$  составляет  $(u/c_\phi)_{\text{опт}} = 0,48 \dots 0,52$ , а при  $e = 0,25 \dots 0,50$  и соответственно больших потерях от парциальности

$$(u/c_\phi)_{\text{опт}} = 0,38 \dots 0,45.$$

При расчете и проектировании парциальной ступени необходимо обоснованно выбрать степень парциальности, чтобы обеспечить высокую экономичность ступени. Для ступени с фиксированными значениями  $G, H_0, d, \alpha_1 = \text{const}$  произведение  $el_1$  есть величина постоянная, но она может быть обеспечена различными значениями  $e$  и  $l_1$ . При увеличении степени парциальности  $e$  уменьшаются как вентиляционные [см. (3.23a)], так и сегментные [см. (3.24)] потери, поскольку при постоянном  $F_1$  имеем  $l_2 \approx l_1 = (el_1)/e$ , и, следовательно величина  $\xi_{\text{сегм}}$  обратно пропорциональна  $e$ .

Концевые потери в сопловых и рабочих решетках обратны длине лопаток (см. § 2.7), поэтому они прямо пропорциональны степени парциальности  $e$ . Следовательно, сумма потерь  $\xi_c + \xi_p$  линейно увеличивается с ростом парциальности  $e$ .

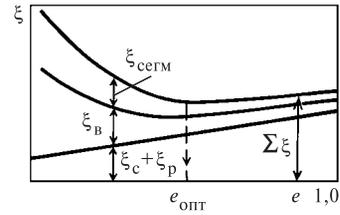


Рис. 3.17. К определению оптимальной степени парциальности

На рис. 3.17 представлена сумма потерь  $\Sigma\xi = \xi_B + \xi_{\text{сегм}} + \xi_c + \xi_p = f(e)$ . Потери от трения диска при изменении парциальности ступени остаются постоянными. Из кривой  $\Sigma\xi = f(e)$  следует, что минимальные потери энергии в ступени, а следовательно, и ее максимальный внутренний относительный КПД достигаются при вполне определенном значении степени парциальности, называемом оптимальным. Вблизи оптимального значения парциальности  $e_{\text{опт}}$  сумма потерь в ступени изменяется незначительно, поэтому небольшие отклонения выбираемой степени парциальности от ее оптимального значения допустимы. На основе приведенных выше формул основных и дополнительных потерь в ступени можно получить приближенное значение  $e_{\text{опт}}$  для одновенечной ступени

$$e_{\text{опт}} = (0,5 \dots 0,7) \sqrt{el_1} \quad (3.25)$$

и для двухвенечной ступени

$$e_{\text{опт}} = (0,29 \dots 0,34) \sqrt{el_1}. \quad (3.25a)$$

Здесь  $l_1$  берется в сантиметрах; значение коэффициента перед корнем зависит от степени парциальности: малые значения соответствуют малой степени парциальности.

Для регулирующих ступеней из-за перегородок между сопловыми группами максимальное значение степени парциальности  $e_{\text{макс}} = 0,8 \dots 0,9$  в зависимости от конструкции сопловых сегментов. Для промежуточных ступеней, если оптимальная степень парциальности  $e_{\text{опт}} > 1,0$ , принимают  $e = 1,0$ . Кроме того, при  $e_{\text{опт}} > 0,7$  также часто принимают  $e = 1,0$ , чтобы исключить большие динамические паровые усилия на рабочие лопатки, которые возникают в парциальных ступенях.

**Потери от утечек. Лабиринтные уплотнения.** Потери от утечек рабочего тела (пара или газа) связаны с протечками через зазоры помимо сопловых или рабочих лопаток. Эти протечки не совершают полезной работы в ступени, поэтому энергия пара или газа протечки является потерянной для ступени. Потери от утечек имеют место как в ступени, так и в турбине в целом.

Протечки в ступени — это потоки через зазоры: между диафрагмой и валом (рис. 3.18)  $G_y$ , между бандажом рабочих лопаток и статором (диафрагмой или корпусом)  $G_6$ , между диафрагмой и диском у корня рабочих лопаток  $G_k$ , а также через разгрузочные отверстия  $G_{отв}$ .

Протечки в турбине — это потоки через зазоры концевых уплотнений между валом турбины и ее корпусом (см. рис. 1.3). В корпусах ЦНД конденсационных турбин — это дополнительный расход пара, который подводится к концевым уплотнениям для того, чтобы предотвратить подсос воздуха из атмосферы в конденсатор.

Протечки также могут возникать из-за недостатков конструкции в различных стыках между деталями, например в раземе половин диафрагм, по посадочным поверхностям диафрагмы, а также обойм диафрагм и уплотнений в корпусе.

Для уменьшения протечек через зазоры между статором и ротором турбины применяются лабиринтные уплотнения, представляющие собой последовательный ряд сужений для потока протечки. Используют лабиринтные уплотнения ступенчатого или прямого типа (рис. 3.19). Здесь сужения (щели) образованы гребнями, расположенными на статоре, и поверхностью ротора. В ступенчатом

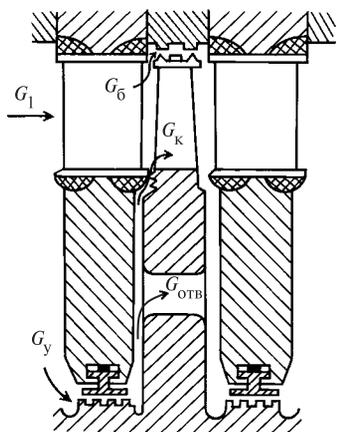


Рис. 3.18. Схема протечек в турбинной ступени

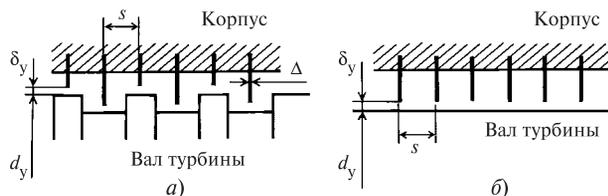


Рис. 3.19. Схемы лабиринтных уплотнений ступенчатого (а) и прямого (б) типов

уплотнении щели располагаются на выступе и впадине ротора, в прямооточном уплотнении гладкий ротор не имеет выступов и впадин. Для исключения возможности местного разогрева ротора и его искривления при задеваниях в лабиринтном уплотнении часто гребни располагаются на роторе, выступы и впадины — на статорных деталях.

Рассмотрим процесс течения пара в лабиринтном уплотнении. В щели поток ускоряется до сравнительно большой скорости  $c_{щ}$ , в камере за щелью уплотнения ступенчатого типа он тормозится практически до нулевой скорости. Торможение в камере идет без восстановления механической энергии, изобарически, с полной диссипацией кинетической энергии потока, которая расходуется на нагрев пара в камере. Давление в камере устанавливается ниже давления перед щелью. В следующих щелях и камерах процессы повторяются. Таким образом, давление от камеры к камере по потоку уменьшается, а энтальпия пара во всех камерах остается неизменной, так как теплота от пара в уплотнении не отводится и (или) работа им не совершается.

Рассмотрим процесс течения в уплотнении с помощью  $h, s$ -диаграммы (рис. 3.20, а). Состояние пара перед первой щелью характеризуется точкой  $o^I$ . Отрезок  $o^I a^I$  соответствует расширению пара в первой щели, точка  $a^I$  характеризует состояние пара в первой щели. Кинетическая энергия потока в первой щели  $c_{щ}^2/2$  равна располагаемому теплотерепаду  $H_0^I$ . В процессе изобарного торможения в камере за первой щелью (отрезок  $a^I o^{II}$ ) кинетическая энергия потока переходит в теплоту. В результате этого энтальпия пара перед второй щелью (точка  $o^{II}$ ) становится равной энтальпии перед первой щелью  $h_0$ . Во второй и третьей щелях и соответствующих им камерах процессы повторяются. При этом располагаемые теплотерепады, приходящиеся на каждую последующую щель, увеличиваются, так как скорости пара возрастают от щели к щели по потоку. Увеличение скоростей в щелях вдоль уплотнения объясняется с помощью уравнения неразрывности

$$c_{щ} = G_y v / F_y.$$

Для уплотнения с постоянным диаметром  $d_y$  и зазором  $\delta_y$  площади всех щелей одинаковы:  $F_y = \pi d_y \delta_y$ , расход пара также не изменяется от щели к щели ( $G_y = \text{const}$ ), а удельные объемы пара  $v$ , как следует из  $h, s$ -диаграммы, увеличиваются. Поэтому скорости  $c_{щ}$  в щелях вдоль уплотнения

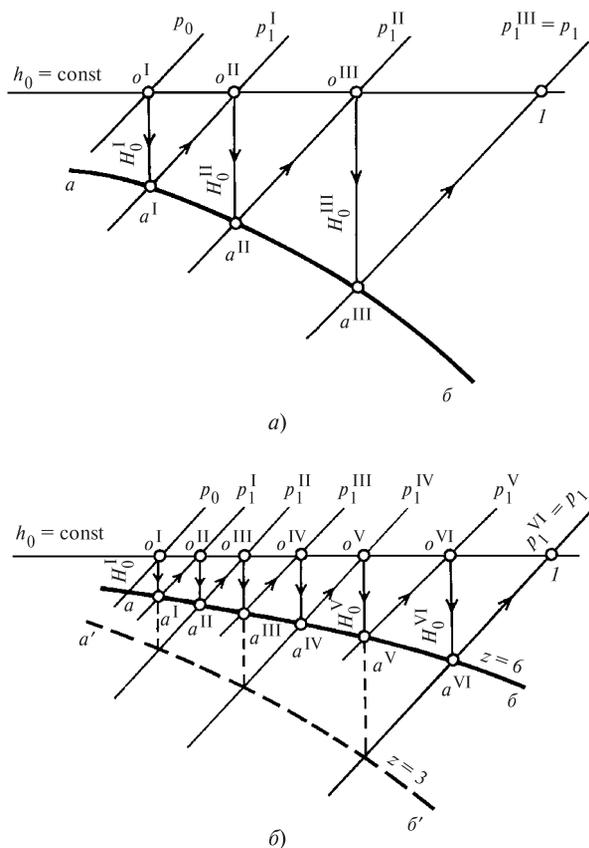


Рис. 3.20. Процесс изменения состояния пара в  $h, s$ -диаграмме в лабиринтном уплотнении ступенчатого типа с числом щелей, равным трем (а) и шести (б)

возрастают, наибольшая скорость достигается в последней щели.

Таким образом, состояние пара в камерах уплотнения характеризуется точками  $o^I, o^{II}, o^{III}, \dots, I$ , которые располагаются на линии  $h_0 = \text{const}$ , соответствующей процессу дросселирования. Состояние пара в сужениях (щелях) уплотнения характеризуется точками  $a^I, a^{II}, a^{III}$ , расположенными на линии  $ab$ , которая соответствует процессу течения пара с трением в трубе постоянного сечения и называется *линией Фанно*.

В процессе дросселирования водяного пара, в отличие от идеального пара, а также воздуха и газа, температура понижается. Так, снижение температуры пара в средних и концевых уплотнениях паровых турбин может достигать  $40^\circ\text{C}$ , в промежуточных диафрагменных уплотнениях наблюдается небольшое снижение (около  $5\text{--}7^\circ\text{C}$ ).

На рис. 3.20, б показан процесс течения пара в уплотнении, состоящем из шести щелей, в сравнении с аналогичным процессом в уплотнении,

состоящем из трех щелей, при одинаковых параметрах пара перед и за уплотнением в обоих случаях, а также при одинаковых размерах щелей. Удвоение числа щелей в уплотнении приводит к уменьшению теплоперепада, приходящегося на одну щель, в среднем в 2 раза. Следовательно, скорость в щелях и расход пара в уплотнении при этом уменьшаются в  $\sqrt{2}$  раз при условии, что во всех щелях скорости дозвуковые. Обобщая эти рассуждения для любого числа щелей, можно сделать вывод, что расход пара через уплотнение обратно пропорционален корню квадратному из числа щелей  $z$ , т.е.  $G_v \sim 1/\sqrt{z}$ .

Зависимость расхода пара через уплотнение от отношения давления за уплотнением к давлению перед ним  $p_1/p_0$  можно получить, используя закономерности истечения из отверстия с острой кромкой, которые описываются уравнениями, аналогичными уравнениям для суживающихся сопл.

Особенности течения через отверстие с острой кромкой по сравнению с течением через суживающееся сопло следующие:

1) существенное сужение струи за отверстием, в результате чего коэффициент расхода для отверстия с острой кромкой уменьшается по сравнению с коэффициентом расхода для сопл. Соответствующие значения коэффициентов расхода следующие: для отверстия  $\mu_0 = 0,63 \dots 0,85$ ; коэффициент  $\mu_0$  представляет собой отношение расхода через отверстие с острой кромкой к расходу через сопло. Коэффициент  $\mu_0$  увеличивается при уменьшении отношения давлений  $p_1/\bar{p}_0$ ;

2) если при истечении перегретого пара из суживающихся сопл критическое отношение давлений  $\varepsilon_{\text{кр}} = 0,546$ , то для отверстия с острой кромкой это отношение уменьшается до  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{отв}} = 0,13$ .

На рис. 3.21 представлены известные из гидродинамики зависимости относительных расходов  $q = G/G_{\text{кр}}^{\text{сопл}}$  от отношения давлений  $\varepsilon = p_1/\bar{p}_0$  для суживающихся сопл и для отверстия с острой кромкой. Здесь  $G$  — расход через сопло или через отверстие с острой кромкой;  $G_{\text{кр}}^{\text{сопл}}$  — критический расход через сопло;  $\bar{p}_0, p_1$  — давления перед и за соплом или отверстием с острой кромкой. Для отверстия с острой кромкой при  $\varepsilon < 0,13$  расход через него не изменяется, так как является критическим и составляет  $G_{\text{кр}}^{\text{отв}} = 0,85G_{\text{кр}}^{\text{сопл}}$ .

Изменение расхода через отверстие с острой кромкой описывается уравнением, аналогичным уравнению

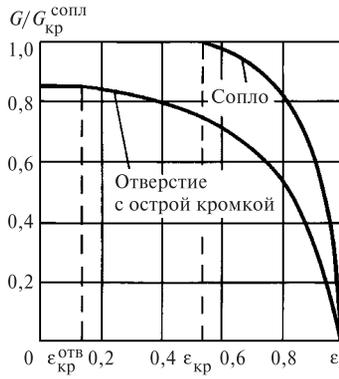


Рис. 3.21. Относительный расход пара в зависимости от отношения давлений для суживающихся сопел и для отверстия с острой кромкой

для суживающегося сопла (2.39), в котором вместо  $G_{кр}$  и  $\varepsilon_{кр}$  для сопла подставлены  $G_{кр}^{отв}$  и  $\varepsilon_{кр}^{отв}$ :

$$q = \frac{G}{G_{кр}^{отв}} = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon - \varepsilon_{кр}^{отв})^2}{(1 - \varepsilon_{кр}^{отв})^2}}, \quad (3.26)$$

где

$$G_{кр}^{отв} = \mu_0 G_{кр}^{сопл} = \mu_0 \kappa F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}}. \quad (3.27)$$

Здесь для определения  $G_{кр}^{сопл}$  использована зависимость (2.37) при  $\mu_1 = 1$ ;  $\mu_0 = 0,85$  — значение относительного коэффициента расхода для отверстия с острой кромкой при  $\varepsilon < 0,13$ .

Для уплотнения, состоящего из  $z$  щелей, Г.С. Самойловичем получена следующая формула:

$$G_y = \mu_0 \kappa F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{(1 - \varepsilon_{кр}^{отв})z} - \frac{\varepsilon_{кр}^{отв} (1 - \varepsilon)^2}{(1 - \varepsilon_{кр}^{отв})^2 z^2}}, \quad (3.28)$$

где  $F_y = \pi d_y \delta_y$  — площадь зазора в уплотнении.

Как указывалось, в уплотнении, состоящем из нескольких щелей, наибольшая скорость потока достигается в последней щели. Очевидно, что при фиксированном начальном давлении  $p_0$  расход пара  $G_y$  будет максимальным, когда в последней щели уплотнения достигается критическая скорость. Значение отношения давлений  $\varepsilon = \varepsilon_{кр}^{упл}$ , при котором достигается критическая скорость в последней щели, а следовательно, и критический (максимальный) расход через уплотнение, может быть полу-

чено из уравнения (3.28) путем приравнивания нулю первой производной от  $G_y$  по  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon_{кр}^{упл} = \frac{\varepsilon_{кр}^{отв}}{z(1 - \varepsilon_{кр}^{отв}) + \varepsilon_{кр}^{отв}}. \quad (3.29)$$

Если при расчете уплотнения окажется, что  $\varepsilon < \varepsilon_{кр}^{упл}$ , то в (3.28) вместо  $\varepsilon$  следует подставлять  $\varepsilon_{кр}^{упл}$ .

Формула (3.28) дает достаточную точность при любом числе гребней. В частности, при одном остром гребне ( $z = 1$ ) она переходит в зависимость (3.26), в чем легко убедиться после элементарных преобразований.

Второй член под радикалом в (3.28) обычно мал по сравнению с первым, его влияние на расход тем меньше, чем больше число гребней  $z$ . Практически для отверстий с острой кромкой (при  $\varepsilon_{кр} = 0,13$ ) второй член дает поправку (в сторону снижения расхода) менее 1 % при числе гребней  $z \geq 2$ .

Для случая отверстий со скругленной кромкой (отверстия типа сопла при  $\varepsilon_{кр} = 0,546$ ) второй член дает поправку менее 4 % при  $z \geq 3$ .

Без учета второго члена формула (3.28) имеет вид

$$G_y = \mu_y F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}}, \quad (3.30)$$

где

$$\mu_y = \frac{\mu_0 \kappa}{\sqrt{1 - \varepsilon_{кр}}}. \quad (3.31)$$

В представленном виде формула (3.30) была предложена А. Стодолой и принята как основная при расчете утечек через лабиринтные уплотнения.

Воспользовавшись зависимостью (3.28), рассмотрим два крайних случая: первый — уплотнения (для перегретого пара) с гребнями с острой кромкой; второй — уплотнения, состоящие из гребней со скругленной кромкой, когда каждое отверстие можно рассматривать как идеальное сопло.

Для первого случая для перегретого пара имеем:  $\mu_0 = 0,85$ ;  $\kappa = 0,667$ ;  $\varepsilon_{кр} = 0,13$ . Поставляя эти значения в (3.31), получаем

$$\mu_y = \frac{0,85 \cdot 0,667}{\sqrt{1 - 0,13}} = 0,608.$$

Для второго случая (перегретый пар) имеем:  $\mu_0 = 1$ ;  $\kappa = 0,667$ ;  $\varepsilon_{кр} = 0,546$ . С учетом этих значений из (3.31) получаем

$$\mu_y = \frac{1 \cdot 0,667}{\sqrt{1 - 0,546}} = 0,990.$$

Произведем соответствующие расчеты для воздуха. Для первого случая (острые кромки):  $\mu_0 = 0,85$ ;  $\kappa = 0,685$  (см. табл. 2.1);  $\varepsilon_{кр} = 0,037$  (это значение получено С.А. Чаплыгиным в классической работе «О газовых струях»). Из (3.31) имеем

$$\mu_y = \frac{0,85 \cdot 0,685}{\sqrt{1 - 0,037}} = 0,593.$$

Для второго случая (идеальные сопла):  $\mu_0 = 1$ ;  $\kappa = 0,685$ ;  $\varepsilon_{кр} = 0,528$  (см. табл. 2.1). Из (3.31) получаем

$$\mu_y = \frac{1 \cdot 0,685}{\sqrt{1 - 0,546}} = 1,017.$$

Обобщая, можно заключить, что коэффициент расхода  $\mu_y$  слабо зависит от истекающей среды, и для перегретого пара, воздуха и рабочих газов в газовых турбинах можно принять:

для уплотнений с острыми кромками  $\mu_y = 0,6$ ;

для уплотнений с хорошо скругленными кромками  $\mu_y = 1,0$ .

Как видно, скругление кромок весьма существенно влияет на утечку пара через уплотнения.

Практически кромки гребней близки к острым для новых уплотнений и (или) при замене сегментов уплотнений на новые при ремонте. В процессе эксплуатации кромки изнашиваются и скругляются, зазоры увеличиваются. Скругление кромок гребней уплотнения возникает и при заносе уплотнений солями. Вследствие указанных причин расходы утечки в межремонтный период могут возрасти в 2—3 раза.

Для проверки формулы (3.30) и коэффициента  $\mu_y$  проведены опыты (МЭИ, кафедра паровых и газовых турбин). На рис. 3.22 представлены значения коэффициента  $\mu_y$  для уплотнений с разными гребнями (острыми и скругленными) и при варьировании относительного зазора  $\delta_y/\Delta$ , где  $\delta_y$  — размер щели;  $\Delta$  — толщина гребня.

Для скругленных кромок опытные значения  $\mu_y^{оп} \approx 0,95$  ( $\delta/\Delta = 1$ ) близки к теоретическому ( $\mu_y^{теор} \approx 1,0$ ), для острых гребней (при  $\delta/\Delta > 3$ ) опытное значение  $\mu_y^{оп} = 0,68$  несколько больше теоретического  $\mu_y^{теор} = 0,6$ .

На рис. 3.23 представлены основные типы многогребенчатых уплотнений, исследованных в МЭИ.

В табл. 3.2 даны значения  $\mu_y$  для уплотнений (с острыми кромками), испытанных на экспериментальном стенде.

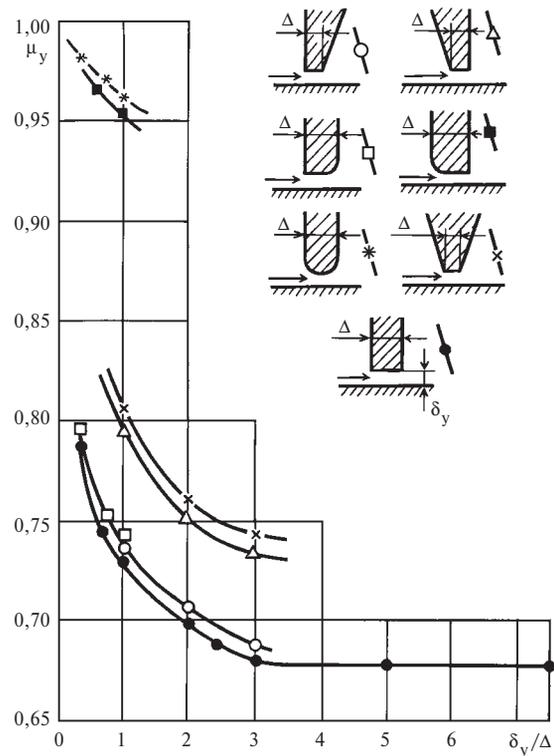


Рис. 3.22. Коэффициент расхода  $\mu_y$  для уплотнений различной геометрической формы

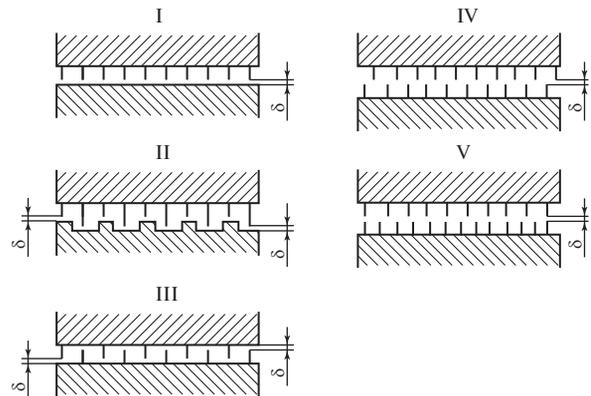


Рис. 3.23. Основные типы лабиринтных уплотнений

Таблица 3.2. Коэффициенты расхода для лабиринтных уплотнений основных типов

Тип уплотнения	I	II	III	IV	V
$\mu_y$	0,56	0,60	0,61	0,81	0,75

Для уплотнений типов II и III, которым соответствует по условиям формула (3.30), опытные значения  $\mu_y^{\text{оп}} = 0,6 \dots 0,61$  хорошо подтверждают полученное теоретическое значение  $\mu_y = 0,593$  для уплотнений на воздухе с острыми гребнями.

Формула (3.30) соответствует течению пара в ступенчатом уплотнении (см. рис. 3.19). При больших температурных удлинениях ротора относительно статора в месте расположения уплотнения приходится отказываться от уплотнения ступенчатого типа, так как в этом случае расстояния между гребнями уплотнения становятся очень большими, и заменять его более компактным уплотнением прямооточного типа. Течение пара в прямооточном уплотнении отличается тем, что в камерах между гребнями поток тормозится не полностью. Кинетическая энергия струи пара из предыдущей щели только частично переходит в теплоту в результате неполного торможения, другая часть ее расходуется на ускорение потока в последующей щели. Поэтому расход пара через щель прямооточного уплотнения существенно больше, чем ступенчатого, и формула (3.30) при этом записывается следующим образом:

$$G_y = k_y \mu_y F_y \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}}, \quad (3.32)$$

где  $k_y$  — поправочный коэффициент (рис. 3.24).

Полученное экспериментально значение  $\mu_y = 0,56$  для прямооточного уплотнения (рис. 3.23, I) не учитывает влияние прямооточности. Для расчета утечки через прямооточное уплотнение необходимо по рис. 3.24 найти  $k_y$ , принять  $\mu_y = 0,56$  (как тип I на рис. 3.23) и затем определить расход  $G_y$  по (3.32). Полученное экспериментальное значение  $\mu_y = 0,56$  следует сравнить с ранее найденным теоретическим значением  $\mu_y^{\text{теор}} = 0,593$  (для воздуха), оно несколько выше опытного, но близко к нему.

Приведенные формулы и описание процессов течения в уплотнениях относятся как к уплотнениям в ступени, так и к концевым уплотнениям цилиндров турбины.

Рассмотрим влияние утечек в ступени на ее КПД. Как указывалось, в ступени различают четыре вида утечек: через диафрагменное уплотнение  $G_y$ ; через зазоры по бандажу  $G_б$ ; через корневой зазор  $G_к$ , через разгрузочные отверстия  $G_{\text{отв}}$ . Пар проходит через диафрагменное уплотнение мимо сопловой решетки и не совершает полезной работы.

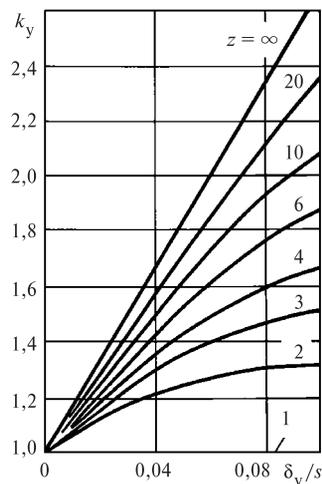
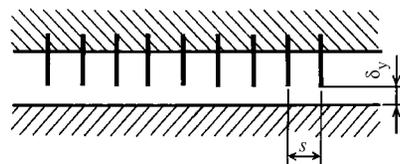


Рис. 3.24. Поправочный коэффициент для определения расхода пара через прямооточное уплотнение:

$\delta_y$  — размер зазора в уплотнении;  $s$  — расстояние между гребнями в уплотнении

Поэтому полезная энергия всего потока пара активной ступени уменьшается на величину  $G_y E_0 \eta_{\text{о.л}}$ . Чтобы получить относительные потери энергии в ступени от этих утечек, необходимо потерянную с утечкой пара энергию  $G_y E_0 \eta_{\text{о.л}}$  разделить на предполагаемую энергию ступени  $GE_0$ , т.е.

$$\xi_y^{\text{д}} = \frac{G_y}{G} \eta_{\text{о.л}}. \quad (3.33)$$

Здесь значение  $G_y$  определяется с помощью формулы (3.30) по известным геометрическим характеристикам диафрагменного уплотнения. Если в (3.33) относительный расход  $G_y/G$  преобразовать с помощью (3.32) и соотношений (2.37), (2.39), то получим следующую формулу для определения потерь от утечек через диафрагменное уплотнение ступени активного типа:

$$\xi_y^{\text{д}} = \chi \frac{k_y \mu_y F_y}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}} \eta_{\text{о.л}}. \quad (3.34)$$

В этой формуле  $k_y$  — поправочный коэффициент, который для прямооточного уплотнения находят по кривым рис. 3.24, а для ступенчатого уплотнения

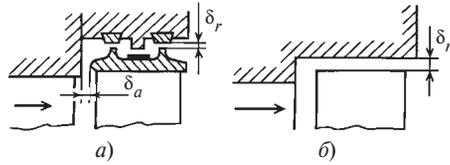


Рис. 3.25. Зазоры в периферийной части ступеней для рабочих лопаток с бандажом (а) и без бандажа (б)

$k_y = 1,0$ ;  $\mu_y$  — коэффициент расхода уплотнения;  $z$  — число гребней диафрагменного уплотнения;  $F_1$  — выходная площадь сопловой решетки ступени;  $\mu_1$  — коэффициент расхода сопловой решетки.

Согласно выводу множитель  $\chi$  определяется по соотношениям:

$$\left. \begin{aligned} &\text{при } \varepsilon_{кр} < \varepsilon < 1 \\ &\chi = \frac{1 - \varepsilon_{кр}}{\kappa} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{(1 - \varepsilon_{кр})^2 - (\varepsilon_{кр} - \varepsilon)^2}}; \\ &\text{при } 0 < \varepsilon < \varepsilon_{кр} \\ &\chi = \frac{1}{\kappa} \sqrt{1 - \varepsilon^2}. \end{aligned} \right\} \quad (3.34a)$$

Для пара  $\varepsilon_{кр} = 0,546$ ,  $\kappa = 0,667$  (см. табл. 2.1).

Рассчитаем  $\chi$  для нескольких значений  $\varepsilon$ :

$\varepsilon \dots \dots$	0	0,2	0,4	0,546	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\chi \dots \dots$	1,50	1,47	1,37	1,26	1,21	1,14	1,09	1,04	1,01

Для промежуточных ступеней ЧВД паровых турбин обычно значения  $\varepsilon = p/\bar{p}_0 > 0,6$ , поэтому учет влияния  $\varepsilon$  приводит к поправке менее 20 % в сторону увеличения  $G_y/G_0$ . Часто принимают  $\chi = 1$ , тем самым несколько занижая утечку, но в случае необходимости следует определять  $\chi$  по (3.34a).

Вторая составляющая потеря от утечек в ступени связана с протечками через зазоры по бандажу рабочих лопаток. Пар этой протечки, как и диафрагменной, не совершает полезной работы в ступени. В ступенях без бандажа протечка поверх рабочих лопаток сопровождается дополнительными перетеканиями между соседними каналами рабочих лопаток. Эти перетекания вызывают дополнительные потери энергии в каналах рабочих лопаток.

Утечка пара через зазоры по бандажу рабочих лопаток зависит от размеров этих зазоров (рис. 3.25) и степени реактивности у периферии рабочих лопаток  $\rho_{п.}$ .

Относительная потеря энергии от протечек у периферии ступени определяется по формуле, аналогичной (3.33), т.е.

$$\xi_y^п = \frac{G_{п.у}}{G} \eta_{о.л}. \quad (3.35)$$

Расход через зазоры по бандажу рабочих лопаток в соответствии с уравнением неразрывности для потока протечки

$$G_{п.у} \sim \sqrt{\rho_{п.} \bar{H}_0} \frac{\delta_3}{v_{2t}}.$$

Здесь  $\delta_3$  — эквивалентный зазор периферийного уплотнения, который зависит от совокупности периферийных зазоров и коэффициентов расхода через эти зазоры. Используя уравнения неразрывности для потока протечки и для потока через сопловую решетку, после преобразований правой части (3.35) получаем расчетную формулу для относительной потери от протечек через периферийные зазоры ступени:

$$\xi_y^п = \frac{\pi d_{п.} \delta_3}{F_1} \sqrt{\rho_{ср} + 1,7 \frac{l}{d}} \eta_{о.л}, \quad (3.36)$$

где  $d_{п.}$  — диаметр по периферии рабочих лопаток;  $F_1$  — площадь на выходе из сопловой решетки;  $\rho_{ср}$  — степень реактивности на среднем диаметре ступени;  $l$  — высота лопаток;  $d$  — средний диаметр ступени.

Для ступени с рабочими лопатками с бандажом (рис. 3.25, а)

$$\delta_3 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}; \quad (3.37)$$

для ступени с рабочими лопатками без бандажа и закрытыми статором (рис. 3.25, б)

$$\delta_3 = 0,75 \delta_r.$$

Здесь  $z$  — число гребней в надбандажном уплотнении.

Коэффициент расхода для открытых осевых зазоров  $\mu_a$  в (3.37) может изменяться в широких пределах в зависимости от соотношения размера перекрыши и расстояния между входной кромкой рабочих лопаток и диафрагмой. Надежных данных по значению этого коэффициента расхода к настоящему времени нет, поэтому приближенно принимают  $\mu_a \approx 0,5$ . Коэффициент расхода для радиальных зазоров в (3.37) можно определить по рис. 3.22.

Для реактивных ступеней со степенью реактивности  $\rho_{ср} = 0,5$  и ротором барабанного типа потери от протечки в зазорах между сопловыми лопатками и ротором и в зазорах между рабочими лопатками и статором подсчитывают по формулам, которые можно получить, применяя уравнение (3.35) для потерь от протечек помимо сопловой и рабочей решеток.

Не останавливаясь на выводе, приведем общие формулы для расчета потерь от утечек в активных и реактивных ступенях:

$$\xi_{y^a} / \eta_{o.l} = \frac{1}{\sin \alpha_1} \left\{ \sqrt{\rho_c + 1,7 \frac{l_1}{d}} (1 + k_{п.у}^a) \frac{\delta_{э.л}}{l_1} \left( \frac{d_{п}}{d} \right) + \chi \frac{\delta_{э.л}}{l_1} \left( \frac{d_{л}}{d} \right) \right\}; \quad (3.38)$$

$$\xi_{y^p} / \eta_{o.l} = \frac{1}{\sin \alpha_1} \sqrt{1 + 1,7 \frac{l_1}{d}} \left\{ (1 + k_{п.у}^p) \frac{\delta_{э.п}}{l_1} \left( \frac{d_{п}}{d} \right) + (1 + k_{д.у}^p) \frac{\delta_{э.к}}{l_1} \left( \frac{d_{к}}{d} \right) \right\}, \quad (3.39)$$

где  $d, d_{к}, d_{п}$  — соответственно средний, корневой и периферийный диаметр ступени;  $d_{л}$  — диаметр диафрагменного уплотнения;  $l_1$  — длина сопловой лопатки;  $\delta_{э.п}, \delta_{э.л}$  — эквивалентные размеры зазоров в периферийном и диафрагменном уплотнениях;  $\delta_{э.к}$  — эквивалентный размер зазора в корневом уплотнении реактивной ступени;  $k_{п.у}, k_{д.у}$  — безразмерные параметры ( $< 1$ ), учитывающие влияние подмешивания периферийной и диафрагменной утечек к основному потоку на КПД ступени;  $\chi$  — параметр, учитывающий увеличенную утечку через диафрагменное уплотнение [см. (3.34a)].

В зависимостях (3.38), (3.39) основными параметрами, требующими аккуратного определения, являются эквивалентные зазоры  $\delta_3$ . На рис. 3.26 представлена секция лабиринтного уплотнения и показаны зазоры в нем в общем случае разношагового многогребенчатого уплотнения (РМУ) (см. также рис. 3.23, уплотнение типа V). Универсальная зависимость для расчета эквивалентного зазора уплотнений различного типа может быть представлена так:

$$(\delta_3)^{-2} = \sum_{i=1}^{z_{др}} (\mu_{y_i} \delta_i)^{-2}, \quad (3.40)$$

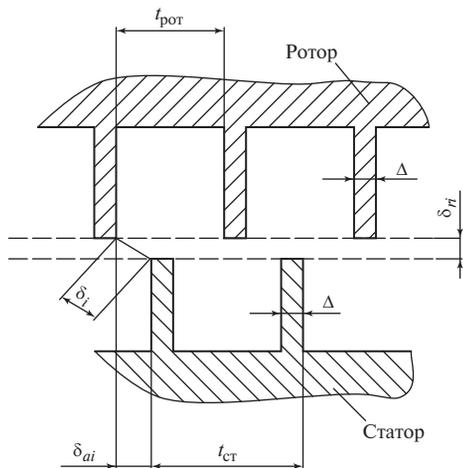


Рис. 3.26. Секция разношагового многогребенчатого уплотнения

где  $\mu_{y_i}$  — коэффициент расхода  $i$ -го дросселя (зазора);  $\delta_i$  — размер зазора в уплотнении (размер щели  $i$ -го дросселя);  $z_{др}$  — общее число зазоров (дросселей).

Коэффициенты расхода  $\mu_{y_i}$  определяются экспериментальным путем, могут быть найдены по рис. 3.22 или по данным табл. 3.2. В частном случае периферийных уплотнений для активной ступени типа, представленного на рис. 3.25, а, из (3.40) имеем формулу (3.37).

Если принять коэффициенты расхода щелей одинаковыми ( $\mu_{y_i} = \mu_y$ ), то из (3.40) следует, что

$$\left( \frac{\delta_3}{\mu_y} \right)^{-2} = \sum_{i=1}^{z_{др}} \delta_i^{-2}. \quad (3.41)$$

Для уплотнений типов I, II, III (см. рис. 3.23) можно принять  $\delta_i = \delta$ , и тогда для них

$$\delta_3 = \mu_y \frac{\delta}{\sqrt{z_{др}}}, \quad (3.42)$$

а для типов IV и V

$$\delta_i = \delta_{ном} = \sqrt{[(t_{ст} - 2\Delta)/2]^2 + \delta_r^2}, \quad (3.43)$$

где  $\Delta$  — толщина гребня на его конце, принимаемая одинаковой как для статора, так и для ротора;  $t_{ст}$  — шаг гребней на том элементе (роторе или статоре), где их меньше (на рис. 3.26 — на статоре). Тогда

$$\delta_3 = \mu_y \frac{\delta_{ном}}{\sqrt{z_{др}}}; \quad z_{др} \approx 2z_{ст}, \quad (3.44)$$

где  $z_{ст}$  — число гребней на том элементе (роторе или статоре), где их меньше.

Значения  $\mu_y$  для уплотнений (см. рис. 3.23) приведены в табл. 3.2. На рис. 3.27 представлена схема протечек и подсосов в активной ступени, на рис. 3.28 — в реактивной ступени.

Рассмотрим влияние подмешивания диафрагменной (корневой) и периферийной протечек на значения КПД ступени. В реактивных ступенях на КПД наиболее существенно влияет подмешивание диафрагменной утечки к потоку за сопловым аппаратом ( $G_{д.у}$  см. рис. 3.28), так как подмешивается весь расход утечки через уплотнения у корня сопловых решеток. Утечка «тормозит» основной поток, выходящий с высокой скоростью  $c_1$  из соплового аппарата.

В активных ступенях вместо подсоса реализуется отсос ( $G_{к.у}$ , см. рис. 3.27) в количестве менее 1 %, и это, как показывают опыты, обеспечивает условия, при которых снижения КПД ступени не наблюдается, даже более того, может происходить некоторое его повышение в результате частичного отсоса низкоскоростного потока (пограничного слоя) за сопловой решеткой и соответственно уменьшение потерь в рабочей решетке. Для реализации этого эффекта корневая реактивность должна быть не

менее 0,05, что и обеспечивается для грамотно спроектированных ступеней.

Влияние подмешивания потоков утечек на потери, как отмечено, характеризуется коэффициентами  $k_{п.у}^a$ ,  $k_{п.у}^p$  и  $k_{д.у}^p$ , входящими в зависимости (3.38), (3.39).

Коэффициенты рекомендуется оценивать по следующим зависимостям:

для активной ступени

$$k_{п.у}^a = 2 \left( \frac{c_0}{\sqrt{2H_0}} \right)^2 \approx 0,1, \quad k_{д.у}^a = 0,$$

если осуществляется отсос за сопловой решеткой у корня и этот поток затем проходит через разгрузочные отверстия в дисках (см. рис. 3.27);

для реактивной ступени

$$k_{п.у}^p = 2 \left( \frac{c_0}{\sqrt{2H_0}} \right)^2 \approx 0,06,$$

$$k_{д.у}^p \approx 0,8,$$

т.е. влияние подмешивания потока диафрагменной (корневой) утечки в реактивной ступени наиболее существенно сказывается на КПД ступени — почти вдвое увеличиваются потери от корневой утечки.

Особенности влияния утечек на КПД активной и реактивной ступеней рассмотрим на примере.

**Пример 3.1.** Проведем сравнение активной и реактивной ступеней по значениям ее внутреннего относительного КПД:

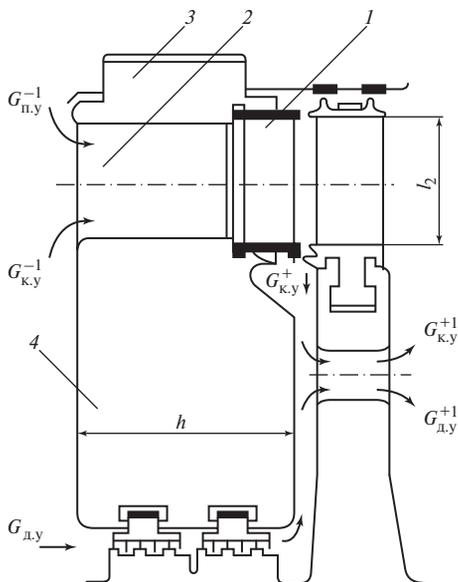
$$\eta_{oi} = \eta_{о.л} - \xi_y,$$

где  $\eta_{о.л}$  — КПД на ободу лопаток;  $\xi_y$  — потери от утечек. Значение  $\eta_{о.л}$  примем по данным примера 2.2.

Дополнительные исходные данные приведены в табл. 3.3, где также представлены результаты расчета утечек и результаты сравнения значений КПД  $\eta_{oi}$ .

Для сравнения выбраны активная шестая ступень ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ типа представленной на рис. 3.27 и соответствующая по расходу пара и параметрам реактивная ступень типа показанной на рис. 3.28. Средние диаметры сравниваемых ступеней одинаковы.

**Активная ступень.** Для расчета периферийного эквивалентного зазора принято:  $\mu_a = 0,5$ ;  $\mu_r = 0,6$ ;  $\delta_a = 1,5$  мм;  $\delta_r = 1,37$  мм (последний параметр принят по среднему значению в пределах заводского допуска). Периферийное уплотнение соответствует представленному на рис. 3.25, а, при этом предполагается, что в периферийной камере



**Рис. 3.27. Проточная часть активной ступени:**

$G_{п.у}^{-1}$ ,  $G_{к.у}^{-1}$  — периферийная и корневая утечки предыдущей ступени, подмешивающиеся к основному потоку пара; 1 — узкая сопловая решетка; 2 — стойка; 3 — обод диафрагмы; 4 — тело (полотно) диафрагмы

Таблица 3.3. Результаты сравнения утечек и КПД активной и реактивной ступеней

Показатель	Ступень	
	активная	реактивная
Средний диаметр ступени $d_c$ , м	0,873	0,873
Длина сопловой лопатки $l_1$ , мм	61	93
Угол выхода потока из сопла $\alpha_1$ , град	14	14
Степень реактивности $\rho_c$	0,2	0,5
Осевой зазор в периферийном уплотнении $\delta_a$ , мм	1,5	—
Радиальный зазор, мм:		
в периферийном уплотнении $\delta_r$	1,37	1,0
в диафрагменном уплотнении $\delta_d$	0,56	1,0
Число радиальных гребней в периферийном уплотнении $z_r$	2	7
Число гребней в диафрагменном уплотнении $z_d$	12	7
Эквивалентные зазоры, мм:		
в периферийном уплотнении $\delta_{э,п}$	0,526	0,448
в диафрагменном (корневом) уплотнении $\delta_{э,д}$ ( $\delta_{э,к}$ )	0,097	0,448
Коэффициент влияния подсоса:		
на периферии $k_{п,у}$	0,1	0,06
у корня $k_{д,у}$	0	0,8
Относительное влияние:		
периферийных утечек $\xi_y^п / \eta_{о,л}$	0,0237	0,0254
диафрагменных (корневых) утечек $\xi_y^д / \eta_{о,л}$	0,00465	0,0348
суммарных утечек $\xi_y / \eta_{о,л}$	0,0283	0,0602
Внутренний относительный КПД ступени $\eta_{о,i}$	0,8768	0,8808
Относительное повышение КПД по сравнению с активной ступенью, %	—	0,45

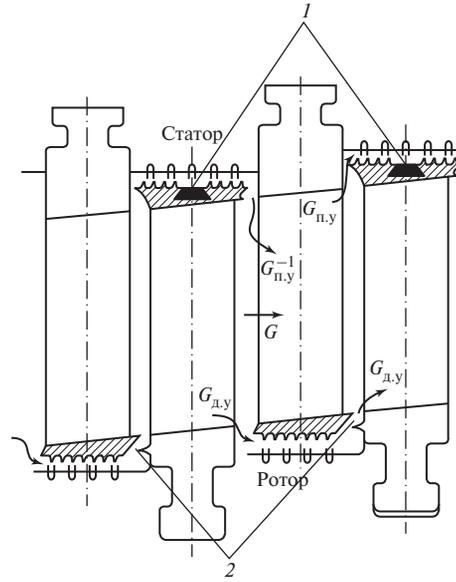


Рис. 3.28. Проточная часть реактивной ступени:

$G_{п,у}^{-1}$  — периферийная утечка предыдущей ступени; 1 — демпферная вставка; 2 — организация направленной утечки

Эквивалентный диафрагменный зазор рассчитываем по формуле (3.42), где принимаем  $\mu_y = 0,6$ ;  $\delta_d = 0,56$  мм (средний в пределах заводского допуска);  $z_{др} = 12$ . Имеем

$$\delta_{э,д} = 0,6 \cdot \frac{0,56}{\sqrt{12}} = 0,097 \text{ мм.}$$

Принимаем поправочный множитель  $\chi = 1,15$ . Влияние подсоса учитываем введением коэффициента  $k_{п,у}^a = 0,1$  ( $k_{д,у}^a = 0$ ).

По формуле (3.38) рассчитываем потери от утечек в активной ступени:

$$\xi_y^a / \eta_{о,л} = 4,1336 \left\{ \sqrt{0,2 + 1,7 \frac{61}{873}} \cdot 1,1 \cdot \frac{0,526 \cdot 934}{61 \cdot 873} + 1,15 \frac{0,097 \cdot 537}{61 \cdot 873} \right\} = 0,02369 + 4,65 \cdot 10^{-3} = 0,02834.$$

При этом первое слагаемое в сумме дает потери от периферийной утечки, второе — от диафрагменной утечки. Видно, что потери от диафрагменной утечки в активной ступени в 5 раз меньше потерь от периферийной утечки.

Рассчитаем КПД  $\eta_{о,i}$  для активной ступени, приняв  $\eta_{о,л}^a = 0,8978$  (см. пример 2.2):

$$\eta_{о,i}^a = \eta_{о,л}^a - \xi_y^a = 0,8978(1 - 0,02834) = 0,8768.$$

скорость не гасится, поэтому введен множитель  $k_y$ , и формула (3.37) приобретает вид

$$\delta_{э,п} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(k_y \mu_y \delta_r)^2}}}. \quad (3.45)$$

При  $z = 2$ ,  $s \approx 22$ ,  $\delta_y = \delta_r = 1,37$  ( $\delta_y/s = 0,062$ ) по графику рис. 3.24 имеем  $k_y \approx 1,27$ . По (3.45) рассчитаем

$$\delta_{э,п} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(0,5 \cdot 1,5)^2} + \frac{2}{(1,27 \cdot 0,6 \cdot 1,37)^2}}} = 0,526 \text{ мм.}$$

Утечки в активной ступени снижают КПД на  $\Delta \eta^a = 0,8978 - 0,8768 = 0,021$ , т.е. примерно на 2 % (абс.).

**Реактивная ступень.** В качестве периферийных и корневых уплотнений принимаем разношаговые многогребенчатые уплотнения (см. рис. 3.23, V), которые обладают следующими преимуществами:

— высокой сохранностью в эксплуатации вследствие а) их нечувствительности к осевым взаимным смещениям ротора и корпуса; б) допустимости значительных радиальных смещений ротора и корпуса;

— относительно меньшими утечками ввиду возможности применения большого числа гребней;

— меньшим уровнем неконсервативных аэродинамических сил, провоцирующих самовозбуждающиеся колебания ротора (см. § 14.6).

Для расчета принимаем конструкцию уплотнений с минимальным  $z_{\min} = 7$  и максимальным  $z_{\max} = 10$  числом гребней; размер шага  $t_{\text{CT}} = 5$  мм; толщину гребней  $\Delta = 0,5$  мм; радиальный открытый зазор  $\delta = 1$  мм. Расчет проводим по формулам (3.43) и (3.44):

$$\delta_{\text{ном}} = \sqrt{[(5 - 2 \cdot 0,5)/2]^2 + 1^2} = 2,236 \text{ мм};$$

$$\delta_{\text{э,п}} = \delta_{\text{э,к}} = 0,75 \cdot \frac{2,236}{\sqrt{2 \cdot 7}} = 0,448 \text{ мм}.$$

Коэффициент расхода  $\mu_y = 0,75$  принят по экспериментальным данным для уплотнений этого типа, представленным в табл. 3.2. Влияние подсоса учитываем в соответствии с рекомендациями для реактивной ступени:

$$k_{\text{п,у}}^p = 0,06; \quad k_{\text{д,у}}^p = 0,8.$$

По формуле (3.39) рассчитываем потери от утечек в реактивной ступени:

$$\begin{aligned} \xi_y^p / \eta_{\text{о,л}} &= 4,13357 \sqrt{1 + \frac{1,7 \cdot 93}{873}} \times \\ &\times \left[ 1,06 \frac{0,448 \cdot 966}{93 \cdot 873} + 1,8 \frac{0,448 \cdot 780}{93 \cdot 873} \right] = \\ &= 0,02539 + 0,03482 = 0,0602. \end{aligned}$$

Первое слагаемое в сумме дает потерю от периферийной утечки, второе — от корневой (диафрагменной) утечки в реактивной ступени. Несмотря на меньший диаметр ( $d_k < d_{\text{п}}$ ), потеря от корневой утечки оказывается заметно больше, чем от периферийной, что, как уже отмечалось, связано с влиянием подсоса расхода утечки к основному потоку, вытекающему из соплового аппарата с большой скоростью  $c_1$ . Этим реактивная ступень отличается от активной, в которой диафрагменная утечка существенно меньше периферийной. Суммарные потери от утечек в реактивной ступени более чем в 2 раза превышают соответствующие потери в активной ступени.

Рассчитаем КПД  $\eta_{oi}^p$  для реактивной ступени, приняв

$$\eta_{\text{о,л}}^p = 0,9372 \text{ (см. пример 2.2):}$$

$$\eta_{oi}^p = \eta_{\text{о,л}}^p - \xi_y^p = 0,9372(1 - 0,0602) = 0,8808.$$

Утечки в реактивной ступени снижают КПД на  $\Delta \eta^p = 0,9372 - 0,8808 = 0,0564$ , т.е. примерно на 5,6 % (абс.), что существенно больше, чем в активной.

В результате относительное превышение КПД реактивной ступени по сравнению с КПД активной ступени составляет, %,

$$\frac{\Delta \eta_{oi}^p}{\eta_{oi}^p} \cdot 100 = \left( 1 - \frac{\eta_{oi}^a}{\eta_{oi}^p} \right) \cdot 100 = \left( 1 - \frac{0,8768}{0,8808} \right) \cdot 100 = 0,45 \text{ \%,}$$

т.е. менее 0,5 %, что находится в пределах реальной возможности расчетного определения КПД ступеней.

Проведем еще одну оценку влияния утечек в реактивной ступени для уплотнений ступенчатого типа (см. рис. 3.23, II), применяемых, в частности, фирмой «Сименс» в ЦВД и ЦСД своих паровых турбин. Для этого определим эквивалентные зазоры по зависимости (3.42), в которой примем  $\delta = 1,37$  мм;  $z_{\text{др}} = 4$  (как у турбин фирмы «Сименс»),  $\mu_y = 0,6$  (по экспериментальным данным, см. табл. 3.2):

$$\delta_{\text{э,п}} = \delta_{\text{э,к}} = 0,6 \frac{1,37}{\sqrt{4}} = 0,411 \text{ мм},$$

для РМУ было получено  $\delta_{\text{э,п}} = \delta_{\text{э,к}} = 0,448$ .

Потери от утечек найдем пересчетом их значений в отношении  $0,441/0,448$ . Имеем следующие значения потерь:

$$\begin{aligned} \xi_y^p / \eta_{\text{о,л}} &= (0,411/0,448)(0,02539 + 0,03482) = \\ &= 0,02329 + 0,03194 = 0,0552, \end{aligned}$$

которые мало отличаются от предыдущего случая применения РМУ.

Соответствующее значение КПД

$$\eta_{oi}^p = 0,9372(1 - 0,0552) = 0,8854,$$

и относительное его увеличение по сравнению с активной ступенью

$$\frac{\Delta \eta_{oi}^p}{\eta_{oi}^p} \cdot 100 = \left( 1 - \frac{0,8768}{0,8854} \right) \cdot 100 = 1,1 \text{ \%.}$$

Различие несколько возросло, но практически осталось в пределах точности расчетного определения КПД ступеней. Отметим, что произведено сравнение реактивной ступени с эффективными уплотнениями с активной ступенью, имеющей традиционные уплотнения невысокой плотности. В случае применения в активных ступенях более эффективных периферийных уплотнений преимущество реактивных ступеней может исчезнуть.

Из проведенного анализа следует, что по значению  $\eta_{\text{о,л}}$  реактивные ступени (в сопоставимых условиях) имеют несомненное преимущество, но по влиянию утечек на эффективность преимущество отдается за активными ступенями, в результате эффективность ( $\eta_{oi}$ ) обеих ступеней примерно одинакова. Этот вывод относится к рассмотренному

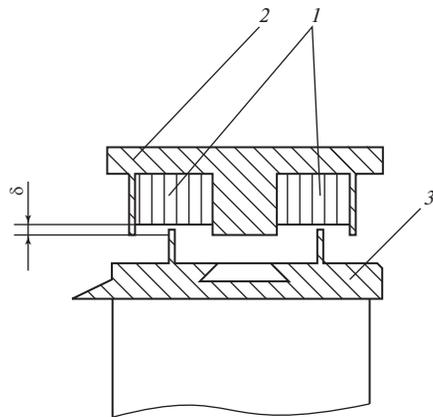
примеру. Потери от утечек обратны значениям длин лопаток [см. (3.38), (3.39)]. Поэтому увеличение расхода пара через ступень ведет к снижению потерь от утечек. Так, например, при увеличении расхода пара через ступень втрое, т.е. при повышении мощности турбины от 300 до 900 МВт, потери от утечек в ЦВД уменьшаются примерно в 3 раза. Но для реактивной ЧВД, где утечки больше, увеличение расхода пара дает больший эффект, чем для активной ЧВД. Приближенная оценка показывает, что в случае трехкратного повышения расхода относительное увеличение  $\eta_{oi}$  представительной реактивной ступени по сравнению с активной составит примерно 3 % вместо полученного значения 0,5 % для рассмотренного в примере варианта.

**Сотовые уплотнения.** В последнее десятилетие в паровых турбинах получают распространение сотовые уплотнения.

На рис. 3.29 представлена схема надбандажного сотового уплотнения. Сотовые вставки 1 имеют шестиугольные, прямоугольные или квадратные ячейки размером от одного до нескольких миллиметров. Соты изготавливаются из жаростойкой хромоникелевой фольги толщиной 0,05—0,1 мм высокотемпературной пайкой. Вставки закрепляются в сотовблоках 2, последние устанавливаются в диафрагмах, обоймах или корпусах турбин. Сотовые уплотнения применяют не только как надбандажные, но и как диафрагменные и концевые уплотнения паровых турбин.

Сотовые уплотнения «пришли» в паровые турбины от авиационных двигателей, где они достаточно давно и активно применяются.

Таким образом, сотовое уплотнение отличается от обычного лабиринтного уплотнения тем, что вместо гладкой поверхности против уплотнитель-



**Рис. 3.29.** Схема надбандажного лабиринтного уплотнения: 1 — сотовые вставки; 2 — сотовый блок; 3 — цельнофрезерованный бандаж с гребнями

ного гребня имеется вставка с глубокими ячейками, имеющими стенки толщиной 0,05—0,1 мм.

Течение среды в сотовых уплотнениях существенно отличается от течения ее в обычных уплотнениях с гладкими стенками.

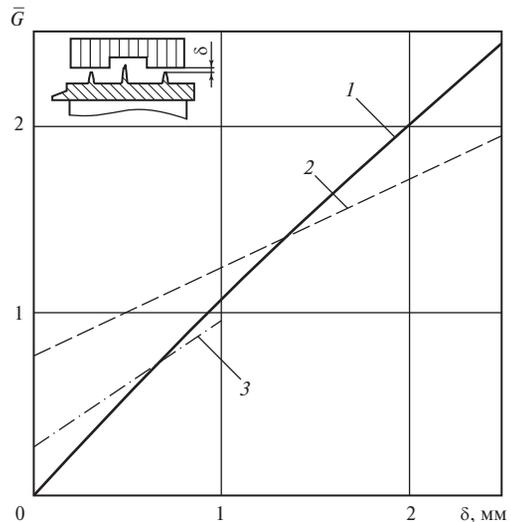
Расходные характеристики сотовых уплотнений (как пример) в сравнении с обычными уплотнениями представлены на рис. 3.30.

Первое отличие — сотовое уплотнение имеет при нулевом зазоре (т.е. при  $\delta = 0$ ) расход, отличный от нулевого, что объясняется тем, что при  $\delta = 0$  среда протекает через соты. При этом значение расхода, конечно, зависит от размера ячеек: чем больше размер ячейки, тем больше расход среды при  $\delta = 0$ .

Второе существенное отличие расходной характеристики сотового уплотнения (см. рис. 3.30, прямые 2 и 3) от характеристики уплотнения с гладким валом (см. рис. 3.30, линия 1) — меньший рост расхода при увеличении зазора  $\delta$ , что объясняется большим гидравлическим сопротивлением (меньшим коэффициентом расхода  $\mu_y$ ) для сотового уплотнения по сравнению с обычным уплотнением.

На основании уже имеющегося опыта применения сотовых уплотнений в паровых турбинах можно отметить следующие их особенности.

Сотовые уплотнения имеют *большую сохранность гребней* при возникновении задеваний в уплотнениях в условиях эксплуатации. Задевания возникают при нарушении центровки, при корбле-



**Рис. 3.30.** Расход утечки через лабиринтные уплотнения в зависимости от радиального зазора:

1 — гладкое ступенчатое уплотнение с тремя гребнями; 2 — сотовое ступенчатое уплотнение с тремя гребнями,  $d_{я} = 3$  мм; 3 — то же,  $d_{я} = 0,9$  мм

нии статорных элементов и вследствие повышенной вибрации ротора. При возникновении задеваний гребни уплотнения прорезают канавки в сотовых вставках, и при соответствующем выборе размера ячеек, материала и толщины фольги при этом гребни уплотнений не повреждаются.

В случае обычных уплотнений с гладкой стенкой при задевании гребней о стенку они стачиваются, зазоры увеличиваются, расход утечек возрастает и экономичность ступени снижается.

Однако разношаговые многогребенчатые уплотнения типа представленных на рис. 3.23, V имеют сохранность не меньшую (а может, и большую), чем у сотовых уплотнений. Это обеспечивается особенностями РМУ: их нечувствительностью к относительным осевым смещениям ротора и статора, малой вероятностью задеваний гребней ротора и статора при их взаимных радиальных смещениях.

В сотовых уплотнениях допустимы меньшие радиальные зазоры по сравнению с традиционными уплотнениями с гладкой поверхностью. Эта особенность объясняется допустимостью при эксплуатации врезания гребней в сотовые вставки без опасных последствий. Так, например, для традиционных надбандажных уплотнений ЦВД считаются допустимыми радиальные зазоры не менее 1,2—1,5 мм; для сотовых уплотнений возможно и оправдано применять радиальные зазоры около 0,5 мм, и это обеспечивает заметное снижение периферийной утечки и повышение экономичности ступеней и цилиндров по сравнению с применением традиционных периферийных уплотнений.

Отметим, что в случае применения РМУ также возможно (допустимо) снижение монтажных зазоров (например, до 0,7 мм), но разница состоит в том, что изменение радиальных зазоров в РМУ несущественно влияет на значение утечки в отличие от традиционных и сотовых уплотнений.

Особенностью сотовых уплотнений является большая стабильность утечек через них в межремонтный период по сравнению с традиционными уплотнениями.

При наличии задеваний в традиционных уплотнениях стачиваются гребни, и это приводит к росту утечки пропорционально увеличению зазоров.

Типичным является увеличение зазоров в традиционных уплотнениях вдвое за межремонтный период, и соответственно вдвое повышаются потери от утечек. Например, если после монтажа или ремонта потери от утечек составляют, например, 2 %, то по окончании межремонтного периода они вырастут до 4 %.

При появлении канавок в сотовых вставках утечка через уплотнение несколько возрастает, но в существенно меньшей степени, чем при стачивании гребней в традиционном уплотнении. Поэтому в межремонтный период утечки через сотовые уплотнения увеличиваются мало, о чем свидетельствует имеющийся уже опыт эксплуатации турбин с сотовыми уплотнениями.

Таким образом, сотовые надбандажные уплотнения имеют ряд рассмотренных особенностей, дающих им определенные эксплуатационные преимущества по сравнению с традиционными уплотнениями.

При сравнении сотовых уплотнений с РМУ преимущества первых практически отсутствуют, поэтому РМУ можно считать по основным характеристикам вполне конкурентоспособными с сотовыми уплотнениями, и только опыт применения тех и других позволит провести обоснованное сравнение.

Как уже отмечалось, сотовые уплотнения применяются в качестве диафрагменных и концевых лабиринтных уплотнений.

Наряду с расходными характеристиками и эксплуатационными особенностями лабиринтные уплотнения следует рассматривать как возможный возбудитель автоколебаний (см. гл. 14).

Целенаправленные исследования сотовых уплотнений с этой стороны отсутствуют, в то время как основные типы уплотнений, включая РМУ, исследованы в МЭИ и оценены их сравнительные динамические качества как источников неконсервативных сил, способствующих возникновению самовозбуждающихся колебаний роторов (так называемой низкочастотной вибрации). В этом направлении сотовые уплотнения ждут своих исследователей.

Бездумное применение сотовых уплотнений в тех случаях, когда виброустойчивость ротора достигнута за счет использования специальных осердиальных уплотнений, как, например, в ЦВД турбины Т-250/200-23,5 ТМЗ, может привести к потере динамической устойчивости ротора и возникновению проблемы самовозбуждающихся его колебаний.

**Пример 3.2.** На рис. 3.30 представлены расходные характеристики надбандажных уплотнений. Характеристики 1 и 2 — опытные, характеристика 3 — предположительная, полученная интерполяцией;  $\bar{G}$  — относительный расход — сравнительная величина для трех уплотнений в зависимости от радиального зазора  $\delta$ .

Проведем сравнение трех уплотнений и оценим влияние каждого из них на КПД активной ступени. Сравнение выполним без учета влияния на утечку осевого входного зазора. Принимаем заданными следующие величины: монтажные радиальные зазоры  $\delta_0 = 1,2$  мм для гладкого уплотнения;  $\delta_0 = 0,5$  мм для сотовых уплотнений.

По графикам рис. 3.30 находим отношение расходов утечки для сотового (характеристика 2) и гладкого (характеристика 1) уплотнений:

$$\bar{G}_{\text{сот}}^{(2)}(0,5)/\bar{G}_{\text{гл}}^{(1)}(1,2) = 0,96/1,25 = 0,768,$$

т.е. расход утечки через сотовое уплотнение меньше утечки через гладкое уплотнение примерно на 23 %. Сравнение уплотнений с характеристиками 3 и 1 дает

$$\bar{G}_{\text{сот}}^{(3)}(0,5)/\bar{G}_{\text{гл}}^{(1)}(1,2) = 0,6/1,25 = 0,48,$$

т.е. применение сотовых уплотнений дает снижение утечки примерно вдвое.

При учете влияния осевого входного уплотнения эффект от использования сотовых уплотнений будет несколько меньше. При обеспечении штатных зазоров в надбандажных уплотнениях, т.е. после монтажа или хорошего капитального ремонта, периферийные утечки в активной ступени типа приведенной в примере 3.1 составляют около 2 %. Применение сотовых уплотнений с характеристиками 2 и 3 дает прирост внутреннего КПД ступени

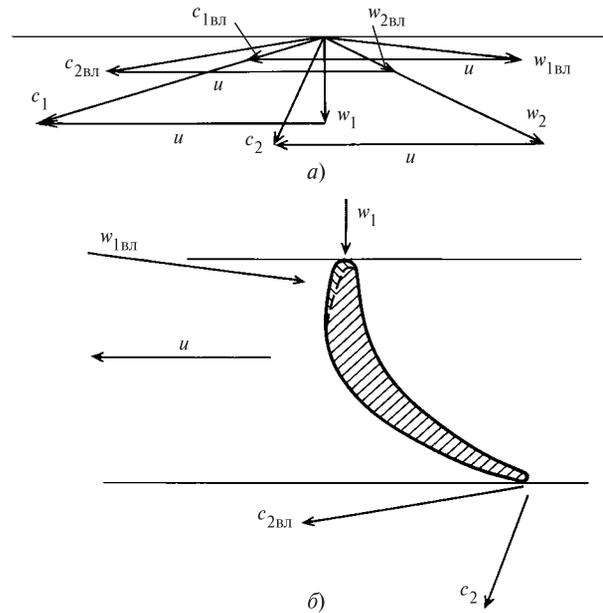
$$\Delta\eta_{oi} = \eta_{oi}\xi_y(0,23 \dots 0,52) = 0,9 \cdot 0,02(0,23 \dots 0,52) = 0,0041 \dots 0,0093,$$

т.е. около 0,4—0,9 %.

Поскольку рассчитанная в примере 3.1 ступень является средней ступенью в ЧВД, то приходим к выводу, что применение сотовых надбандажных уплотнений рассмотренных типов дает повышение КПД ЧВД на 0,4—0,9 %.

**Потери от влажности пара.** Потери от влажности возникают в ступенях турбины, через которые течет влажный пар. Для конденсационных турбин тепловых электростанций — это последние ступени, для турбин атомных электростанций, работающих на насыщенном или слабоперегретом паре, — это практически все ступени турбины.

Влажный пар в отличие от перегретого является двухфазной средой, т.е. в сухом насыщенном паре (газовая фаза) взвешены частицы влаги (жидкая фаза). Течение влажного пара в турбинной ступени сопровождается рядом явлений, которые не наблюдаются при течении перегретого пара. В сопловой и рабочей решетках относительно крупные частицы влаги движутся с отставанием от паровой фазы, скорость капель влаги существенно меньше скорости пара. Отношение скорости капель влаги к скорости пара  $c_{1\text{вл}}/c_1$  называется *коэффициентом скольжения*. Для потока в турбинной ступени при течении влажного пара можно построить треугольники скоростей как для паровой фазы, так и для капель влаги (рис. 3.31). Так как скорость капель влаги на выходе из сопловой решетки в абсолютном движении мала, относительная скорость капель на входе в рабочие лопатки направлена под большим углом к входной кромке рабочей лопатки и относительно большая по значению. При ударе капель влаги о входную



**Рис. 3.31. Взаимодействие частиц влаги с рабочими лопатками:**

*a* — треугольники скоростей для пара ( $c_1, w_1$ ) и капель влаги ( $c_{1\text{вл}}, w_{1\text{вл}}$ ); *б* — направление потоков пара ( $w_1, c_2$ ) и капель влаги ( $w_{1\text{вл}}, c_{2\text{вл}}$ ) относительно профиля рабочей лопатки

кромку лопатки со стороны ее спинки создается тормозной момент на роторе и, следовательно, возникают потери энергии в ступени. При ударе капель влаги о входную кромку в материале лопаток возникает разрушение, называемое *эрозионным износом* (см. § 4.4).

Наряду с ударным воздействием капель влаги при течении влажного пара в турбинной ступени можно отметить следующие явления.

1. При расширении пара от перегретого состояния вблизи линии насыщения ( $x = 1,0$ ) возможно явление его переохлаждения. Расширение пара с переохлаждением характеризуется тем, что в нем не возникают капли влаги, нет конденсации, которая должна бы возникнуть, если рассматривать этот процесс расширения в равновесной  $h, s$ -диаграмме. Переохлажденный пар находится в неустойчивом, так называемом метастабильном состоянии, когда температура пара ниже температуры насыщения для давления, при котором находится пар. При расширении пара с переохлаждением располагаемый теплоперепад для потока в решетке ниже, чем при равновесном расширении пара с образованием влаги. Это сравнение проводится для одинаковых давлений перед и за решеткой. Относительная разность теплоперепадов при равновесном расширении и при расширении с переохлаждением  $(H_0 - H_0^{\text{II}})/H_0$  назы-

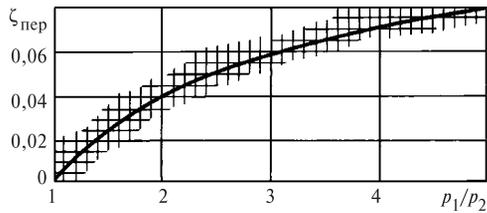


Рис. 3.32. Коэффициент потерь от переохлаждения в зависимости от степени расширения

вается коэффициентом потерь от переохлаждения  $\zeta_{\text{пер}}$ ; значения  $\zeta_{\text{пер}}$  в зависимости от степени расширения потока представлены на рис. 3.32.

2. При некотором предельном переохлаждении пар из метастабильного состояния переходит в равновесное с конденсацией части пара и образованием мелкодисперсной влаги. В режимах, когда число  $M$  потока близко к единице, наблюдается появление адиабатных скачков уплотнения, которые могут быть как стационарными, так и нестационарными. Нестационарные, перемещающиеся вверх и вниз по потоку адиабатные скачки уплотнения могут представлять опасность с точки зрения вибрационной надежности лопаточного аппарата.

3. В результате оседания капель влаги на поверхностях лопаток и на торцевых стенках канала решетке образуется жидкая пленка, которая, взаимодействуя с пограничным слоем парового потока, повышает потери энергии в потоке. Жидкая пленка, стекая с выходных кромок лопаток, дробится и генерирует таким образом крупные капли (крупнодисперсную влагу). Капли жидкости срываются также с поверхности пленки.

4. В каналах решеток капли могут увеличиваться в размерах за счет конденсации пара, дробиться под действием аэродинамических сил потока и из-за соударений, испаряться и коагулировать.

5. Траектории движения капель влаги в канале решетки зависят от их крупности. Мелкие капли влаги ( $d < 1 \dots 5$  мкм) в потоке следуют линиям тока паровой фазы (мелкодисперсная влага). Крупные капли движутся с отклонением от линий тока паровой фазы; это отклонение тем больше, чем крупнее капли. Очень крупные капли ( $d > 50 \dots 100$  мкм) движутся, практически не отклоняясь под действием парового потока.

Перечисленные особенности не исчерпывают всего многообразия явлений при течении влажного пара.

Для турбинной ступени характерна неравномерность распределения влажности как по шагу, так и по высоте лопаток (рис. 3.33). Увеличение степени влажности от корня к вершине лопатки связано с воздействием центробежных сил на частицы влаги как в кана-

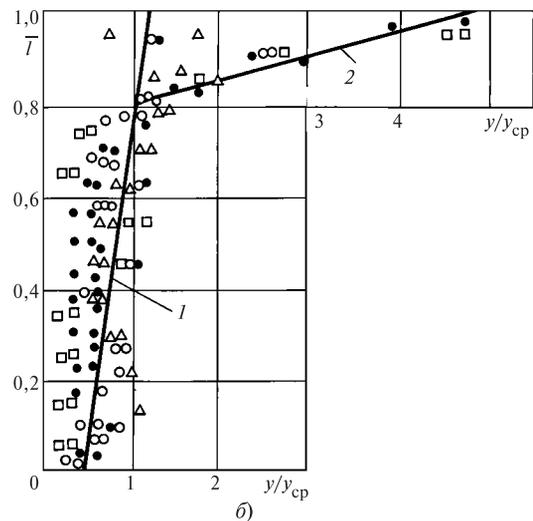
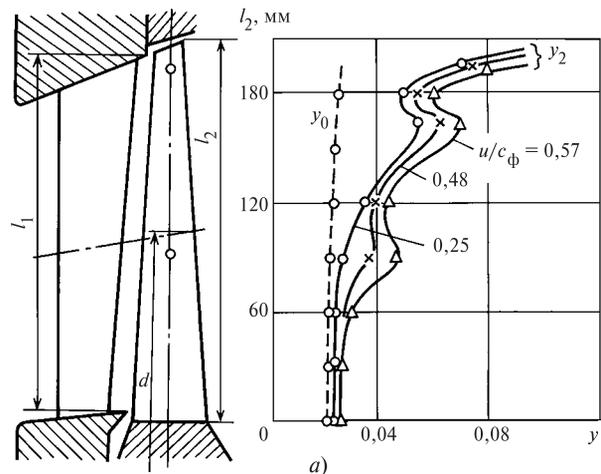


Рис. 3.33. Распределение влажности по высоте лопаток ступени:

$a$  — ступень с  $d/l_2 = 2,75$ ;  $b$  — обобщение опытов различных организаций; 1 — ступени без влагоудаления; 2 — ступени с периферийным влагоудалением (для участка  $\bar{T}_2 > 0,8$ );  $y_{\text{ср}}$  — средняя влажность за рабочими лопатками

лах сопловой и рабочей решеток, так и в межвенцовых зазорах. Как показывают опыты, распределение влажности по высоте лопаток зависит от отношения скоростей  $u/c_{\text{ф}}$ . При увеличении этого отношения возрастает и степень влажности у периферии.

Потери энергии от влажности в турбинной ступени включают следующие основные составляющие: 1) потери от удара капель влаги со стороны спинки рабочих лопаток и, как результат, тормозящее действие частиц влаги на вращающийся ротор; 2) потери от переохлаждения пара; 3) потери от разгона капель влаги паровым потоком; 4) потери в пограничном слое, связанные с образованием жидкой пленки на

поверхностях проточной части; 5) потери от увеличения размеров кромочного следа за счет дробления пленки при сходе ее с выходной кромки лопаток.

Сложность явлений при течении влажного пара не позволяет разработать методику точного расчета потерь энергии от влажности пара. Основными факторами, влияющими на потери от влажности в ступени, являются влажности перед ступенью  $y_0$  и за ступенью  $y_2$ , отношение скоростей  $u/c_{\phi}$ , а также дисперсность влаги. Перечисленные факторы учитываются следующей полуэмпирической формулой расчета потерь от влажности, разработанной в МЭИ:

$$\xi_{\text{вл}} = 2 \frac{u}{c_{\phi}} [0,9y_0 + 0,35(y_2 - y_0)]. \quad (3.46)$$

В этой формуле первым членом учитываются потери от крупнодисперсной влаги, которая образовалась в предшествующей ступени и определяется влажностью перед рассчитываемой ступенью  $y_0$ ; вторым членом учитываются потери от мелкодисперсной влаги, образовавшейся в рассчитываемой ступени и равной разности влажностей за и перед ступенью  $y_2 - y_0$ . Коэффициенты 0,9 и 0,35 перед этими членами показывают, что вклад крупнодисперсной влаги в потери энергии значительно больше вклада мелкодисперсной влаги. Формула (3.46) может быть использована при расчете ступеней, работающих в области невысоких давлений.

В практике расчетов широко используется также приближенная формула оценки потерь от влажности:

$$\xi_{\text{вл}} = a \frac{y_0 + y_2}{2}. \quad (3.47)$$

Как показывают опыты, коэффициент  $a$  в этой формуле изменяется в широких пределах — от 0,4 до 1,4 и более в зависимости от конструкции, параметров и условий работы ступени. Для предварительных расчетов коэффициент  $a$  принимают равным 0,8—0,9.

**Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для турбинной ступени с учетом дополнительных потерь.** Рассмотренные в этом параграфе относительные потери энергии в ступени от трения диска, от парциального подвода пара, от утечек и от влажности пара необходимо учитывать при построении процесса расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для турбинной ступени. При определении состояния пара за ступенью с учетом перечисленных потерь необходимо, используя коэффициенты относительных потерь  $\xi_{\text{тр}}$ ,  $\xi_{\text{п}}$ ,  $\xi_{\text{у}}$ ,  $\xi_{\text{вл}}$ , вычислить абсолютные потери энергии для 1 кг пара  $\Delta H_{\text{тр}}$ ,  $\Delta H_{\text{п}}$ ,  $\Delta H_{\text{у}}$ ,  $\Delta H_{\text{вл}}$  по следующим формулам:

потери от трения

$$\Delta H_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} E_0; \quad (3.48)$$

потери от парциальности

$$\Delta H_{\text{п}} = \xi_{\text{п}} E_0; \quad (3.49)$$

потери от утечек

$$\Delta H_{\text{у}} = \xi_{\text{у}} E_0; \quad (3.50)$$

потери от влажности

$$\Delta H_{\text{вл}} = \xi_{\text{вл}} E_0. \quad (3.51)$$

Потери механической энергии потока от трения диска переходят в теплоту, которая подводится к потоку в камере за ступенью, повышая энтальпию пара. Аналогично потери от парциальности и от влажности пара также переходят в теплоту, которая передается потоку. Механизм повышения энтальпии пара за ступенью за счет утечек пара связан со смешением потока протечки с основным потоком, проходящим через лопатки ступени. Энтальпия пара утечек за ступенью равна энтальпии пара основного потока перед ступенью, так как процесс в уплотнениях аналогичен процессу дросселирования.

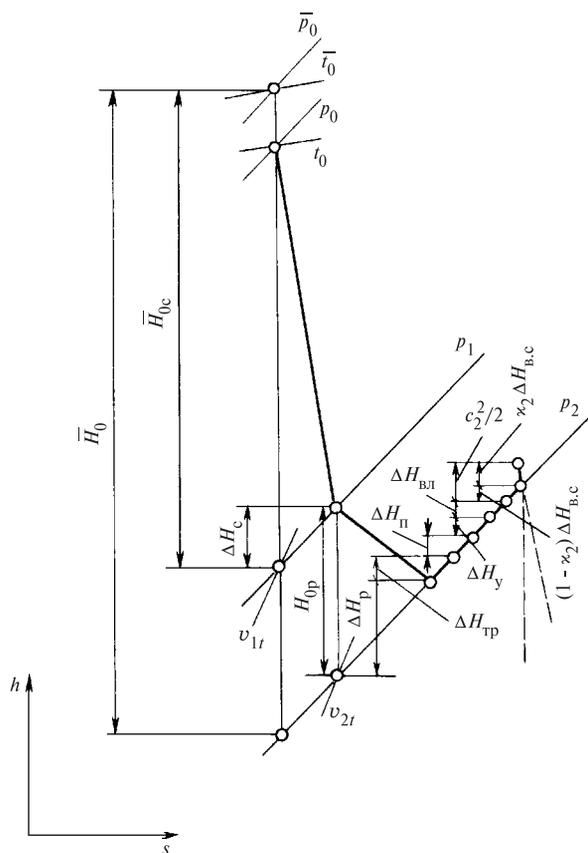


Рис. 3.34. Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для ступени с учетом всех потерь энергии (штриховые линии — начало процесса в следующей ступени)

Поэтому в результате смещения протечки с основным потоком за ступенью энтальпия пара за ступенью увеличивается на  $\Delta H_y$ . Таким образом, теплота потерь  $\Delta H_{тр}$ ,  $\Delta H_{п}$ ,  $\Delta H_y$ ,  $\Delta H_{вл}$  сообщается потоку пара за ступенью, повышая его энтальпию. Значения  $\Delta H_{тр}$ ,  $\Delta H_{п}$ ,  $\Delta H_y$ ,  $\Delta H_{вл}$  при построении процесса расширения пара в ступени откладываются в  $h, s$ -диаграмме на изобаре  $p_2$  (рис. 3.34). Для промежуточной ступени, когда используется энергия выходной скорости в последующей ступени, потери энергии с выходной скоростью  $(1 - \kappa_{в.с})c_2^2/2$  и используемая в последующей ступени энергии с выходной скоростью  $\kappa_{в.с}c_2^2/2$  откладываются в последнюю очередь, как показано на рис. 3.34.

Следует заметить, что не все виды дополнительных потерь возникают в каждой ступени. В первых ступенях турбин, работающих на перегретом паре, нет потерь от влажности. Потери от парциальности, естественно, возникают только в ступенях, где  $e < 1,0$ . Потери от трения и от утечек вдоль проточной части от ступени к ступени уменьшаются и в последних ступенях конденсационных турбин становятся весьма малыми.

Как указывалось, все виды дополнительных потерь энергии в той или иной степени зависят от отношения скоростей  $u/c_{ф}$ , причем оптимальное отношение скоростей  $(u/c_{ф})_{опт}$  уменьшается за счет дополнительных потерь. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе расчетного отношения скоростей ступени, в особенности когда дополнительные потери в ступени существенны.

### 3.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОДНОВЕНЕЧНОЙ СТУПЕНИ

Требуется рассчитать промежуточную ступень активного типа турбины по следующим данным: расход пара  $G = 147$  кг/с; давление пара перед ступенью  $p_0 = 6,27$  МПа; температура пара перед ступенью  $t_0 = 471$  °С; скорость пара на входе в ступень  $c_0 = 58$  м/с; давление пара за ступенью  $p_2 = 5,5$  МПа; частота вращения  $n = 50$  с<sup>-1</sup>; средний диаметр  $d = 0,922$  м; диаметр диафрагменного уплотнения  $d_y = 0,40$  м; зазор в диафрагменном уплотнении  $\delta_y = 0,6$  мм; эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу  $\delta_3 = 0,6$  мм.

Перечисленные исходные данные обычно известны при детальном расчете проточной части ступеней турбины. Результаты расчета представлены в табл. 3.4. Тепловой расчет ступени турбины сопровождается построением процесса в  $h, s$ -диаграмме (см. рис. 3.34) и

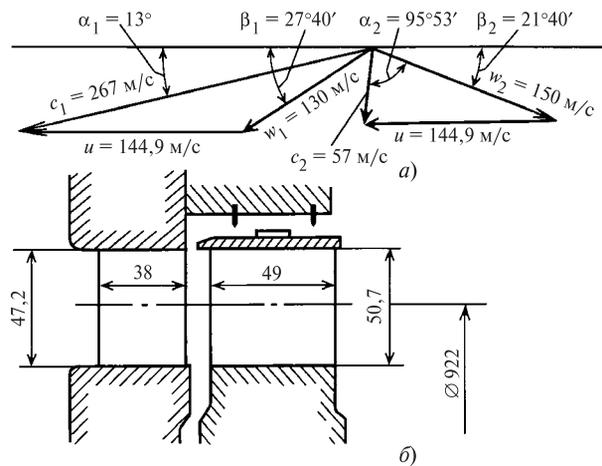


Рис. 3.35. К примеру расчета одновенечной ступени:

а — треугольники скоростей; б — проточная часть ступени

вычерчиванием в масштабе треугольников скоростей (рис. 3.35).

При расчете ступени в соответствии с рекомендациями § 2.4 степень реактивности принята равной 0,10. При определении выходной площади сопловой решетки предварительно принят коэффициент расхода  $\mu'_1 = 0,97$ . После определения приближенного значения высоты сопловых лопаток  $l'_1 = 47,5$  мм и с учетом размера хорды соплового профиля  $b_1 = 80$  мм произведено уточнение коэффициента расхода по данным рис. 3.4. Затем уточнены выходная площадь сопловой решетки и высота ее лопаток.

Коэффициенты скорости  $\phi$  и  $\psi$  определены по обобщенным данным, представленным на рис. 2.35. Перекрышка при определении высоты рабочей лопатки принята  $\Delta = 3,5$  мм.

Так как рассчитывается промежуточная ступень, принято, что энергия выходной скорости используется в последующей ступени, т.е.  $\kappa_{в.с} = 1,0$ . Коэффициент полезного действия  $\eta_{о.л}$  определялся двумя способами — по формуле (2.58) с использованием проекций скоростей из треугольников и по формуле (2.59) с использованием вычисленных значений потерь энергии в сопловой и рабочей решетках. Значения КПД, полученные двумя способами, в пределах точности расчета совпадают.

По значениям  $M_{1t}$  и  $\alpha_{13}$  из атласа профилей выбран сопловой профиль С-90-12А. По характеристикам решетки принят относительный шаг  $\bar{l}_1 = 0,788$  и найдено число сопловых лопаток в решетке

$$z_1 = \frac{\pi d}{b_1 \bar{l}_1} = 46.$$

По значениям  $M_{2t}$ ,  $\beta_{23}$  и  $\beta_1$  из атласа профилей выбран профиль рабочей лопатки Р-30-21А. По характе-

Таблица 3.4. Результаты расчета одновечной ступени

Показатель	Формула или источник	Значение
Расход пара $G$ , кг/с	Исходные данные	147
Средний диаметр $d$ , м	То же	0,922
Частота вращения $n$ , с <sup>-1</sup>	» »	50
Окружная скорость на среднем диаметре $u$ , м/с	$u = \pi d n$	144,9
Давление пара перед ступенью $p_0$ , МПа	Исходные данные	6,27
Температура пара перед ступенью $t_0$ , °С	То же	471
Энтальпия пара перед ступенью $h_0$ , кДж/кг	$h, s$ -диаграмма	3349
Скорость пара на входе в ступень $c_0$ , м/с	Исходные данные	58
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$ , МПа	$\bar{p}_0 = p_0 + \frac{1}{2} \frac{c_0^2}{v_0}$	6,30
Давление за ступенью $p_2$ , МПа	Исходные данные	5,50
Изоэнтروпийный теплоперепад ступени по параметрам торможения $\bar{H}_0$ , кДж/кг	$h, s$ -диаграмма	42,48
Отношение скоростей $u/c_\phi$	$u/c_\phi = u/\sqrt{2\bar{H}_0}$	0,493
Степень реактивности $\rho$	Принимаем	0,10
Изоэнтропийный теплоперепад в сопловой решетке $\bar{H}_{0c}$ , кДж/кг	$\bar{H}_{0c} = (1 - \rho)\bar{H}_0$	38,23
Изоэнтропийный теплоперепад в рабочей решетке $H_{0p}$ , кДж/кг	$H_{0p} = \rho\bar{H}_0$	4,25
Давление за сопловой решеткой $p_1$ , МПа	$h, s$ -диаграмма	5,58
Удельный объем за сопловой решеткой (теоретический) $v_{1t}$ , м <sup>3</sup> /кг	То же	0,0564
Удельный объем за рабочей решеткой (теоретический) $v_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	» »	0,0571
Теоретическая скорость выхода из сопловых лопаток $c_{1t}$ , м/с	$c_{1t} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}$	277
Выходная площадь сопловой решетки (предварительная) $F'_1$ , м <sup>2</sup> , при $\mu'_1 = 0,97$	$F'_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu'_1 c_{1t}}$	0,0308
Угол $\alpha_1$ направления скорости $c_1$ , град	Принимаем	13
Высота сопловых лопаток (предварительная) $l'_1$ , м	$l'_1 = \frac{F'_1}{\pi d \sin \alpha_1}$	$47,5 \cdot 10^{-3}$
Размер хорды профиля сопловой решетки $b_1$ , м	Принимаем	$80 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент расхода сопловой решетки $\mu_1$	По рис. 3.4	0,975
Выходная площадь сопловой решетки $F_1$ , м <sup>2</sup>	$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}$	0,0306
Высота сопловых лопаток $l_1$ , м	$l_1 = \frac{F}{\pi d \sin \alpha_1}$	$47,2 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент скорости сопловой решетки $\phi$	По рис. 2.35	0,965
Скорость выхода пара из сопловой решетки $c_1$ , м/с	$c_1 = \phi c_{1t}$	267
Относительная скорость пара на входе в рабочую решетку $w_1$ , м/с	$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}$	130
Угол $\beta_1$ направления относительной скорости $w_1$	$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}}$	27° 40'

Показатель	Формула или источник	Значение
Теоретическая скорость выхода из рабочей решетки $w_{2t}$ , м/с	$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}$	159,5
Высота рабочих лопаток $l_2$ , м	$l_2 = l_1 + \Delta$	$50,7 \cdot 10^{-3}$
Размер хорды профиля рабочих лопаток $b_2$ , м	Принимаем	$50 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент расхода рабочей решетки $\mu_2$	По рис. 3.4	0,95
Выходная площадь рабочей решетки $F_2$ , м <sup>2</sup>	$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}$	0,0554
Угол $\beta_2$ направления скорости $w_2$	$\sin \beta_2 = \frac{F_2}{\pi d l_2}$	$21^\circ 40'$
Коэффициент скорости рабочей решетки $\psi$	По рис. 2.35	0,942
Относительная скорость на выходе из рабочих лопаток $w_2$ , м/с	$w_2 = \psi w_{2t}$	150
Абсолютная скорость на выходе из рабочих лопаток $c_2$ , м/с	$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2}$	57
Угол $\alpha_2$ направления скорости $c_2$	$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{u}{w_2}}$	$95^\circ 53'$
Число $M_{1t}$ по скорости $c_{1t}$	$M_{1t} = c_{1t} / a_1$	0,45
Число $M_{2t}$ по скорости $w_{2t}$	$M_{2t} = w_{2t} / a_2$	0,25
Потери в сопловой решетке $\Delta H_c$ , кДж/кг	$\Delta H_c = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2 / 2$	2,64
Потери в рабочей решетке $\Delta H_p$ , кДж/кг	$\Delta H_p = (1 - \psi^2) w_{2t}^2 / 2$	1,42
Энергия выходной скорости $\Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	$\Delta H_{в.с} = c_2^2 / 2$	1,63
Располагаемая энергия ступени $E_0$ , кДж/кг	$E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$	40,85
Относительный лопаточный КПД $\eta_{о.л}$ :		
а) по формуле (2.58)	$\eta_{о.л} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}$	0,902
б) по формуле (2.59)	$\eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0}$	0,901
Относительные потери от утечек через диафрагменное уплотнение $\xi_y^A$	$\xi_y^A = \frac{\mu_y \pi d_y k_y \eta_{о.л}}{\mu_1 F_1 \sqrt{z}}$	0,0098
Относительные потери от утечек через бандажные уплотнения $\xi_y^6$	$\xi_y^6 = \frac{\pi d_n \delta_y \eta_{о.л}}{F_1} \sqrt{\rho_{ср} + 1,8l/d}$	0,0235
Абсолютные потери от утечек через уплотнения ступени $\Delta H_y$ , кДж/кг	$\Delta H_y = (\xi_y^A + \xi_y^6) E_0$	1,35
Относительные потери от трения $\xi_{тр}$	$\xi_{тр} = \frac{k_{тр} d}{e l_1 \sin \alpha_1} \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3$	0,01
Абсолютные потери от трения $\Delta H_{тр}$ , кДж/кг	$\Delta H_{тр} = \xi_{тр} E_0$	0,41
Использованный теплоперепад ступени $H_i$ , кДж/кг	$H_i = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - (1 - \kappa_2) \Delta H_{в.с} - \Delta H_y - \Delta H_{тр}$	35,03
Внутренний относительный КПД ступени $\eta_{oi}$	$\eta_{oi} = H_i / E_0$	0,858
Внутренняя мощность ступени $N_i$ , кВт	$N_i = G H_i$	5149

ристикам решетки принят относительный шаг  $\bar{t}_2 = 0,622$  и определено число лопаток в рабочей решетке

$$z_2 = \frac{\pi d}{b_2 \bar{t}_2} = 93.$$

Следует заметить, что число сопловых лопаток выбирают четным, так как диафрагма, в которой располагаются сопла, состоит из двух половин.

### 3.4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДВУХВЕНЕЧНОЙ СТУПЕНИ

Требуется рассчитать двухвенечную регулируемую ступень по следующим данным: давление перед соплами ступени  $p_0 = 12,0$  МПа; температура пара перед ступенью  $t_0 = 540$  °С; располагаемый теплоперепад ступени  $H_0 = 164,5$  кДж/кг; расход пара  $G = 57$  кг/с; частота вращения  $n = 50$  с<sup>-1</sup>; эквивалентный зазор в уплотнении по бандажу  $\delta_3 = 0,6$  мм; средний диаметр ступени  $d = 0,95$  м.

Порядок и результаты расчета ступени представлены в табл. 3.5.

Исходные данные расчета — теплоперепад и средний диаметр ступени — выбраны исходя из конструктивных соображений и вариантных проработок турбины; при этом использована зависимость

$$H_0 = \frac{1}{2} \frac{(\pi dn)^2}{(u/c_\phi)^2},$$

где отношение скоростей  $u/c_\phi$  принято равным 0,26.

Располагаемые теплоперепады в решетках ступени определены по принятым значениям степени реактивности в рабочей решетке первого ряда, направляющей и рабочей решетках второго ряда соответственно  $\rho = 0,02$ ,  $\rho_n = 0,04$  и  $\rho' = 0,04$  (строка 8 в табл. 3.5):

$$H_{0c} = (1 - \rho - \rho_n - \rho') H_0 = 148,05 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{0p} = \rho H_0 = 3,29 \text{ кДж/кг};$$

$$H_{0n} = \rho_n H_0 = 6,58 \text{ кДж/кг};$$

$$H'_{0p} = \rho' H_0 = 6,58 \text{ кДж/кг}.$$

По этим теплоперепадам с помощью  $h,s$ -диаграммы (см. рис. 2.19) найдены давления: за сопловой решеткой  $p_1 = 7,4$  МПа; за рабочей решеткой первого ряда  $p_2 = 7,32$  МПа; за направляющей решеткой  $p'_1 = 7,16$  МПа; за рабочей решеткой второго ряда  $p'_2 = 7,00$  МПа.

Теоретическая скорость на выходе из сопловой решетки  $c_{1t} = \sqrt{2H_{0c}} = 543$  м/с.

Удельный объем за сопловой решеткой из  $h,s$ -диаграммы  $v_{1t} = 0,0415$  м<sup>3</sup>/кг (см. рис. 2.19).

Число  $M_{1t} = c_{1t}/a_1$  определено по отношению давлений  $\varepsilon_1 = p_1/\bar{p}_0 = 0,617$  с помощью таблиц газодинамических функций для перегретого пара:  $M_{1t} = 0,89$ .

Так как режим течения в сопловой решетке дозвуковой, проходная площадь ее горловых сечений

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} = 0,00446 \text{ м}^2.$$

Принимаем угол выхода потока из сопловой решетки  $\alpha_1 = 12^\circ$ . По этому углу и числу  $M_{1t} = 0,89$  из атласа профилей выбираем тип профиля сопловой решетки С-90-12Б, рассчитанный на околосопловые скорости  $M_{1t} = 0,85 \dots 1,15$ . Далее определяем произведение  $el_1$

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_1} = 0,00718 \text{ м}$$

и оцениваем оптимальную степень парциальности по формуле (3.25а):

$$e_{\text{опт}} = (0,29 \dots 0,34) \sqrt{el_1} = 0,266.$$

Высота сопловых лопаток  $l_1 = el_1/e_{\text{опт}} = 27$  мм.

Размер хорды профиля сопловой решетки выбран по условиям прочности:  $b_1 = 50$  мм. Тогда число сопловых лопаток

$$z_1 = \pi de/b_1 \bar{t}_1 = 20,$$

где относительный шаг  $\bar{t}_1$  принят близким к оптимальному: по характеристикам решетки С-90-12Б из атласа профилей  $\bar{t}_1 = 0,794$ . По  $\bar{t}_1$  и  $\alpha_1 \approx \alpha_{13}$  также с помощью атласа находим угол установки профиля в решетке:

$$\alpha_y = 32^\circ 35'.$$

Коэффициент скорости сопловой решетки определяем по обобщенным кривым (см. рис. 2.35):  $\phi = 0,965$ . Уточнение значения коэффициента скорости при необходимости можно произвести с помощью атласа профилей по коэффициентам потерь энергии профиля С-90-12Б.

Далее построим треугольник скоростей на входе в рабочую решетку: откладывается вектор скорости на выходе из сопловой решетки  $c_1 = \phi c_{1t} = 524$  м/с под углом  $\alpha_1 = 12^\circ$  к направлению окружной скорости  $u = \pi dn = 149$  м/с (рис. 3.36). Из этого треугольника: относительная скорость на входе в рабочую решетку первого ряда  $w_1 = 381$  м/с и угол направления этой скорости  $\beta_1 = 17^\circ 40'$  (см. формулы в примере расчета одновенечной ступени).

Затем переходим к определению характеристик рабочей решетки. Вначале на  $h,s$ -диаграмме откладываем потери энергии в сопловой решетке  $\Delta H_c = (1 - \phi^2) H_{0c} = 10,36$  кДж/кг и там же находим удельный объем за рабочей решеткой  $v_{2t} = 0,0425$  м<sup>3</sup>/кг.

Таблица 3.5. Результаты расчета двухвенечной ступени

№ п/п	Показатель	Решетка				Примечание
		сопловая	рабочая первого ряда	направляющая	рабочая второго ряда	
1	Расход $G$ , кг/с	57,0				
2	Начальное давление $p_0$ , МПа	12,0				
3	Начальная температура $t_0$ , °С	540				
4	Средний диаметр $d$ , м	0,95				
5	Окружная скорость $u$ , м/с	149				
6	Отношение скоростей $u/c_\phi$	0,26				
7	Располагаемый теплоперепад ступени $H_0$ , кДж/кг	164,5				
8	Степень реактивности $\rho$	—	0,02	0,04	0,04	Принято по оценке
9	Располагаемые теплоперепады решеток $H_{0c}, H_{0p}, H_{0n}, H'_{0p}$ , кДж/кг	148,05	3,29	6,58	6,58	
10	Давления за решетками $p_1, p_2, p'_1, p'_2$ , МПа	7,4	7,32	7,16	7,00	По $h, s$ -диаграмме
11	Теоретические скорости на выходе $c_{1t}, w_{2t}, c'_{1t}, w'_{2t}$ , м/с	543	391	252,5	165,5	
12	Удельные объемы пара за решеткой $v_{1t}, v_{2t}, v'_{1t}, v'_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0415	0,0425	0,0438	0,0446	По $h, s$ -диаграмме
13	Число М	0,89	0,64	0,414	0,271	
14	Коэффициент расхода $\mu$	0,975	0,925	0,945	0,955	По рис. 3.4
15	Выходные площади $F_1, F_2, F_n, F'_2$ , 10 <sup>3</sup> м <sup>2</sup>	4,46	6,70	10,45	16,02	
16	Эффективные углы выхода потока $\alpha_{1\beta}, \beta_{2\alpha}, \alpha'_{1\beta}, \beta'_{2\alpha}$	12°	16° 15'	23° 10'	33° 10'	
17	Углы входа потока $\alpha_0, \beta_1, \alpha_2, \beta'_1$	90°	17° 40'	27°	53° 45'	
18	Тип профиля в решетке	С-90-12Б	Р-23-14А	Р-30-21А	Р-46-29А	Выбраны по атласу профилей
19	Степень парциальности $e_{\text{опт}}$	0,266				По формуле (3.25а)
20	Выходная высота лопаток $l_1, l_2, l_n, l'_2$ , 10 <sup>-3</sup> м	27	30	33,5	37	
21	Хорды профиля $b_1, b_2, b_n, b'_2$ , 10 <sup>3</sup> м	50	50	40	50	Принято по условиям прочности
22	Относительные шаги $\bar{l}_1, \bar{l}_2, \bar{l}_n, \bar{l}'_2$	0,794	0,65	0,637	0,542	
23	Число лопаток $z_1, z_2, z_n, z'_2$	20	92	33	110	20 сопловых каналов
24	Коэффициенты скорости $\phi, \psi, \psi_n, \psi'$	0,965	0,931	0,941	0,951	По рис. 2.35
25	Скорости на выходе потока $c_1, w_2, c'_1, w'_2$ , м/с	524	364	237	157	
26	Скорости на входе в решетку $c_0, w_1, c_2, w'_1$ , м/с	0	381	225	120	
27	Потери энергии в решетке $\Delta H_c, \Delta H_p, \Delta H_n, \Delta H'_p$ , кДж/кг	10,36	10,30	3,66	1,32	
28	Потери с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	3,81				
29	Относительный лопаточный КПД $\eta_{о.л}$	0,821				
30	Потери от трения диска $\xi_{тр}$	0,011				
31	Потери от утечек $\xi_y^6$	0,092				
32	Потери от парциальности $\xi_{\Pi} = \xi_{в} + \xi_{сегм}$	0,018 + 0,063 = 0,081				
33	Относительный внутренний КПД $\eta_{oi}$	0,638				
34	Использованный теплоперепад ступени $H_i$ , кДж/кг	105				
35	Внутренняя мощность ступени $N_i$ , кВт	5985				

Теоретическая относительная скорость на выходе из рабочей решетки первого ряда

$$w_{2t} = \sqrt{2H_{0p} + w_1^2} = 391 \text{ м/с.}$$

$$\text{Число } M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} \approx M_{1t} \frac{w_{2t}}{c_{1t}} = 0,64, \text{ так как } a_2 \approx a_1.$$

Проходная площадь горловых сечений рабочей решетки первого ряда

$$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 w_{2t}} = 0,0067 \text{ м}^2.$$

Принята перекрыша рабочих лопаток первого ряда  $\Delta = 3,0$  мм. Тогда высота рабочих лопаток  $l_2 = l_1 + \Delta = 30$  мм и угол выхода потока

$$\beta_2 = \arcsin \left[ \frac{F_2}{\pi d e l_2} \right] = 16^\circ 15'.$$

По углу  $\beta_2$  и числу  $M_{2t}$  выбран по атласу тип профиля рабочей решетки первого ряда Р-23-14А. Размер хорды профиля принят  $b_2 = 50$  мм, относительный шаг  $\bar{l}_2 = 0,65$ .

Число лопаток в рабочей решетке первого ряда по всей окружности рабочего колеса

$$z_2 = \frac{\pi d}{b_2 \bar{l}_2} = 92.$$

Далее построен треугольник скоростей на выходе из рабочей решетки первого ряда: отложен вектор  $w_2 = \psi w_{2t} = 364$  м/с под углом  $\beta_2 = 16^\circ 15'$  к направлению, противоположному окружной скорости  $u$  (рис. 3.36). Из этого треугольника: вектор скорости  $c_2 = 225$  м/с и угол  $\alpha_2 = 27^\circ$ .

Для определения характеристик направляющей решетки продолжим построение процесса в  $h, s$ -диа-

грамме. Откладываем потери энергии в рабочей решетке первого ряда  $\Delta H_p = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = 10,30$  кДж/кг и определяем удельный объем на выходе из направляющей решетки  $v'_{1t} = 0,0438 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Теоретическая скорость на выходе из направляющей решетки  $c'_{1t} = \sqrt{2H_{0н} + c_2^2} = 252,5$  м/с.

$$\text{Число } M'_{1t} = c'_{1t}/a'_1 \approx M_{1t} \frac{c'_{1t}}{c_{1t}} = 0,414.$$

Проходная площадь горловых сечений каналов направляющей решетки

$$F'_H = \frac{Gv'_{1t}}{\mu'_H c'_{1t}} = 0,01045 \text{ м}^2.$$

Принимая перекрышу направляющих лопаток  $\Delta = 3,5$  мм, определяем высоту направляющих лопаток  $l'_H = l_2 + \Delta = 33,5$  мм и угол выхода потока

$$\alpha'_1 = \arcsin \left[ \frac{F'_H}{\pi d e l'_H} \right] = 23^\circ 10'.$$

По углу  $\alpha'_1$  и числу  $M'_{1t}$  выбран по атласу тип профиля направляющей лопатки Р-30-21А. Размер хорды профиля направляющей лопатки принят равным 40 мм, относительный шаг  $\bar{l}'_H = 0,637$ .

Число каналов направляющей решетки

$$z'_H = \frac{\pi d e}{b'_1 \bar{l}'_H} = 31.$$

Учитывая растекание потока за рабочей решеткой, а также изменение расположения струи пара за рабочими

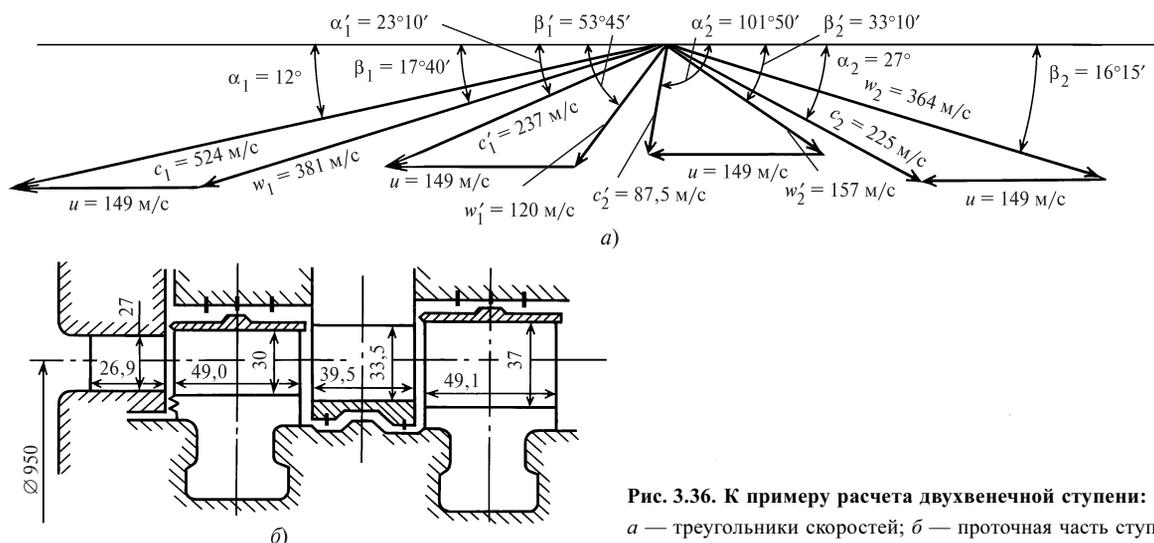


Рис. 3.36. К примеру расчета двухвенечной ступени: а — треугольники скоростей; б — проточная часть ступени

лопатками при изменении отношения скоростей  $u/c_\phi$  в переменных режимах работы, принимаем число каналов направляющей решетки увеличенным на два по сравнению с расчетным, т.е.  $z_n = 33$ .

Построение треугольников скоростей на входе и выходе из рабочей решетки второго ряда, а также определение геометрических и аэродинамических характеристик этой решетки проведено аналогично рабочей решетке первого ряда. Все необходимые расчетные данные для этой решетки представлены в табл. 3.5 и на рис. 3.36. Проточная часть рассчитанной ступени с основными размерами решеток приведена на рис. 3.36.

Относительный лопаточный КПД  $\eta_{о.л}$  определен двумя способами:

а) по балансу потерь

$$\eta_{о.л} = \frac{H_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_n - \Delta H'_p - \Delta H_{в.с}}{H_0} = 0,821;$$

б) с использованием проекций скоростей из треугольников

$$\eta_{о.л} = \frac{u[(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) + (c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2)]}{H_0} = 0,825.$$

Оба значения КПД в пределах точности расчета совпадают.

Потери от трения диска

$$\xi_{тр} = \frac{k_{тр} d (u/c_\phi)^3}{e l_1 \sin \alpha_1} = 0,011.$$

Потери от утечек в уплотнениях бандажа рабочей решетки первого ряда составляют

$$\xi_y = \frac{\pi d_n \delta_\alpha}{F_1} \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l}{d}} \eta_{о.л} = 0,092 \text{ и приняты приближенно}$$

равными потерям от утечек в уплотнениях направляющей решетки и рабочей решетки второго ряда.

Составляющие потерь от парциальности:

от вентиляции

$$\xi_{в} = \frac{k_{в}(1 - e - 0,5 e_{\text{кож}})}{e \sin \alpha_1} \left( \frac{u}{c_\phi} \right)^3 m = 0,018;$$

сегментные

$$\xi_{сегм} = 0,25 \frac{B_2 l_2 + 0,6 B_2' l_2'}{F_1} \frac{u}{c_\phi} \eta_{о.л} i = 0,063.$$

В этих формулах принято: часть дуги, занятая противовентиляционным кожухом,  $e_{\text{кож}} = 0,6$ ; число пар концов сопловых сегментов  $i = 2$ .

Относительный внутренний КПД ступени  $\eta_{о.л} = \eta_{о.л} -$

$$- \xi_{тр} - \xi_y - \xi_{п} = 0,638.$$

Использованный теплоперепад ступени  $H_i = H_0 \eta_{о.л} = 105 \text{ кДж/кг}$ .

Внутренняя мощность ступени  $N_i = GH_i = 5985 \text{ кВт}$ .

### 3.5. СТУПЕНИ С ДЛИННЫМИ ЛОПАТКАМИ

До сих пор при рассмотрении процессов в ступени предполагалось, что параметры потока в зазорах между соплами и рабочими лопатками, перед и за ступенью неизменны вдоль радиуса, т.е.  $p_1(r) = \text{const}$ ;  $c_1(r) = \text{const}$ ;  $\alpha_1(r) = \text{const}$  и т.д. Однако во всякой реальной ступени параметры потока вдоль радиуса изменяются. Эти изменения параметров сравнительно невелики в ступенях с  $d/l = \theta$  более 10—13. Такие ступени называют *ступенями с относительно короткими лопатками* и при их расчете и профилировании изменением параметров по высоте лопатки пренебрегают. Ступени с  $\theta < 10$  относят к ступеням с длинными лопатками (ступени большой веерности). В этих ступенях параметры вдоль радиуса (по высоте лопатки) изменяются значительно, что приводит к необходимости учитывать эти изменения при профилировании лопаток. В ступенях с длинными лопатками профили сопловой и рабочей решеток вдоль радиуса изменяются вследствие изменения углов потока на входе в решетки и выходе из них, т.е. лопатки приходится «закручивать», чтобы обеспечить высокий КПД ступени.

Чтобы спрофилировать лопатки для ступеней большой веерности, необходимо знать зависимость изменения параметров вдоль радиуса в зазорах между решетками. Для этой цели получим дифференциальное уравнение, связывающее изменение давления в зазоре  $p_1$  вдоль радиуса со скоростью потока  $c_1$ . Рассмотрим ступень, в которой линии тока в потоке расположены на цилиндрических поверхностях, т.е. составляющие скорости вдоль радиуса  $c_r$  равны нулю. Кроме того, будем считать неизменными параметры потока в окружном направлении, т.е. поток в ступени будем считать осесимметричным. Для вывода дифференциального уравнения рассмотрим элемент потока, выделенный в зазоре двумя цилиндрическими поверхностями с радиусами  $r$  и  $r + dr$ ; двумя меридиональными плоскостями, проходящими через ось ротора и составляющими между собой угол  $d\phi$ , и двумя плоскостями, перпендикулярными оси ротора (рис. 3.37) и расположенными на расстоянии  $d$ . К выделенному элементу приложены силы давления: по цилиндрическим поверхностям  $+p_1 r d\phi da$  и  $-(p_1 + dp_1)(r + dr)d\phi da$ , по меридиональным поверхностям  $\left(p_1 + \frac{1}{2} dp_1\right) dr da$ , а также инерционная сила от центростремительного ускорения выделенного элемента  $c_{1u}^2/r$ , равная

$\frac{1}{v_1} r d\varphi dr da \frac{c_{1u}^2}{r}$ . Здесь  $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$  — окружная составляющая скорости  $c_1$ . Уравнение равновесия всех перечисленных сил в проекциях на направление радиуса запишется в виде

$$p_1 r d\varphi da - (p_1 + dp_1)(r + dr) d\varphi da + 2p_1 dr da \sin \frac{d\varphi}{2} + \frac{1}{v_1} r d\varphi da dr \frac{c_{1u}^2}{r} = 0.$$

Заменив  $\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2$ , после преобразований получим

$$v_1 \frac{dp_1}{dr} = \frac{c_{1u}^2}{r}. \quad (3.52)$$

Это соотношение называется *уравнением радиального равновесия*.

Следует заметить, что уравнения радиального равновесия для межвенцовых зазоров перед сопловыми и за рабочими лопатками записываются по аналогии с (3.52) в следующем виде:

$$v_0 \frac{dp_0}{dr} = \frac{c_{0u}^2}{r}; \quad v_2 \frac{dp_2}{dr} = \frac{c_{2u}^2}{r}.$$

Из уравнений радиального равновесия следует, что градиент статического давления вдоль радиуса зазора пропорционален квадрату окружной составляющей скорости и обратно пропорционален радиусу. Таким образом, если перед ступенью или за ней окружная составляющая скорости  $c_{0u}(c_{2u})$

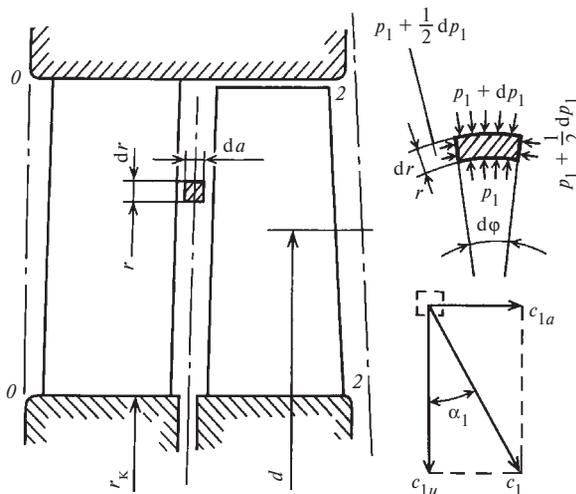


Рис. 3.37. К выводу дифференциального уравнения радиального равновесия для потока в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками

равна нулю, т.е. углы  $\alpha_0$  или  $\alpha_2$  равны  $90^\circ$ , то по высоте лопаток перед ступенью или за ней статическое давление не изменится.

Для определения основных параметров в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками необходимо воспользоваться законом истечения из сопел (2.22), представленным в виде

$$\frac{c_1^2}{2} = \varphi^2 \frac{k}{k-1} R \bar{T}_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{\bar{p}_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (3.53)$$

где введен коэффициент скорости  $\varphi$ ;  $\bar{T}_0$ ,  $\bar{p}_0$  — температура и давление торможения перед соплами, принимаемые постоянными по высоте сопловых лопаток. В данном случае рассматриваем условия, когда  $c_1$  и  $p_1$  — переменные по высоте сопла величины.

Продифференцируем уравнение (3.53) по  $r$ , после преобразований получим

$$c_1 \frac{dc_1}{dr} = -\varphi^2 \frac{R \bar{T}_0}{p_1} \left( \frac{p_1}{\bar{p}_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{dp_1}{dr} = -\varphi^2 v_{1t} \frac{dp_1}{dr}. \quad (3.54)$$

Здесь использованы соотношения  $v_{1t} = RT_{1t}/p_1 = R \bar{T}_0 \left( \frac{p_1}{\bar{p}_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} / p_1$ , где  $T_{1t}$ ,  $v_{1t}$  — температура и удельный объем в конце процесса изоэнтروпийного расширения пара в соплах.

В правой части (3.54) объем  $v_{1t}$  заменим на  $v_1$  (что внесет погрешность менее 1%:  $v_1$  меньше, чем  $v_{1t}$ , не более чем на 1% в реальных ступенях ЦВД и ЦСД, где пар — перегретый), затем исключим  $v_1 dp_1/dr$  с использованием (3.52). В результате получим

$$c_1 \frac{dc_1}{dr} + \varphi^2 \frac{c_{1u}^2}{r} = 0.$$

С учетом соотношения между составляющими скоростей  $c_1^2 = c_{1u}^2 + c_{1a}^2$ , продифференцировав его по  $r$  и подставив в последнее уравнение, получим

$$c_{1u} \frac{dc_{1u}}{dr} + c_{1a} \frac{dc_{1a}}{dr} + \varphi^2 \frac{c_{1u}^2}{r} = 0 \quad (3.55)$$

— основное соотношение, которому должны удовлетворять составляющие скорости  $c_1$  в зазоре. При этом закон изменения одной из проекций по радиусу ( $c_{1u}$  или  $c_{1a}$ ) может быть выбран произвольно,

тогда закон второй составляющей ( $c_{1a}$  или  $c_{1u}$ ) должен быть определен из (3.55).

Возможность произвольного выбора закона для одной проекции следует из того, что (3.55) является следствием условия радиального равновесия (3.52) и закона истечения (3.53). В соответствии с последним определяется только значение скорости  $c_1$ , в то время как ее направление не указано, и оно (т.е. угол  $\alpha_1$ ) может быть выбрано независимо.

Далее излагаются методы профилирования ступени с учетом распределения скоростей в зазоре по условию (3.55) и некоторым другим.

Рассмотрим профилирование ступени при следующих предположениях:

$\varphi^2 = 1$ , т.е. влиянием потерь в соплах на распределение скоростей в зазоре пренебрегаем;

осевая скорость в зазоре постоянна, т.е.  $dc_{1a}/dr = 0$ .

Из (3.55) при этих условиях имеем

$$dc_{1u}/c_{1u} = -dr/r,$$

после интегрирования получаем

$$c_{1u}r = \text{const.} \quad (3.56)$$

Произведение окружной составляющей скорости на радиус в зазоре — величина постоянная. Другими словами, циркуляция скорости вдоль окружности за сопловыми лопатками не изменяется по радиусу. Это условие характерно для метода профилирования лопаток ступени, называемого *методом постоянной циркуляции*. При отсутствии потерь в соплах закон постоянной циркуляции (3.56) совместим с условием постоянства осевой скорости в зазоре.

Закон постоянной циркуляции впервые был предложен проф. Н.Е. Жуковским в 1912 г. для расчета пропеллеров и гребных винтов. Первые же образцы пропеллеров и осевых вентиляторов, выполненных по закону постоянной циркуляции, показали высокие аэродинамические качества. Позднее закон постоянной циркуляции был применен к расчету осевых компрессоров и турбин.

Изменение скорости  $c_1$  по радиусу ступени можно получить, используя выражение (3.56), записанное в виде

$$c_{1u}r = c_{1u\kappa}r_{\kappa},$$

где  $r_{\kappa}$  — радиус в корневом сечении лопаток (рис. 3.37);  $c_{1u\kappa}$  — окружная составляющая скорости у корня лопаток.

Далее, используя  $c_1^2 = c_{1a}^2 + c_{1u}^2$ , после преобразований получаем

$$c_1^2 = c_{1a}^2 + \frac{r_{\kappa}^2}{r^2} c_{1u\kappa}^2. \quad (3.57)$$

Из этого уравнения следует, что в ступени, спроектированной по методу постоянной циркуляции, скорость в зазоре  $c_1$  уменьшается по высоте лопаток. Следовательно, в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками давление увеличивается от корневых к периферийным сечениям лопаток. Аналогично и степень реактивности также возрастает по высоте лопаток. Используя (3.57), получаем уравнение для изменения степени реактивности по высоте лопаток:

$$\rho = 1 - \frac{\bar{H}_{0c}}{\bar{H}_0} = 1 - \frac{c_1^2}{2\bar{H}_0} = 1 - \frac{c_{1a}^2 + \frac{r_{\kappa}^2}{r^2} c_{1u\kappa}^2}{2\bar{H}_0}.$$

Разделив и умножив числитель второго члена правой части на  $c_{1\kappa}^2$ , получим

$$\rho = 1 - \frac{c_{1\kappa}^2}{2\bar{H}_0} \left( \sin^2 \alpha_{1\kappa} + \frac{r_{\kappa}^2}{r^2} \cos^2 \alpha_{1\kappa} \right).$$

Так как  $\frac{c_{1\kappa}^2}{2\bar{H}_0} = 1 - \rho_{\kappa}$ , уравнение изменения степени реактивности по высоте лопаток преобразуется к виду

$$\frac{1 - \rho}{1 - \rho_{\kappa}} = \sin^2 \alpha_{1\kappa} + \frac{\cos^2 \alpha_{1\kappa}}{\bar{r}^2}. \quad (3.58)$$

Здесь  $\bar{r} = r/r_{\kappa}$  — безразмерный радиус.

Изменение угла выхода потока из сопловой решетки по высоте лопатки определяется соотношением

$$\text{tg} \alpha_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u}} = \frac{c_{1a}r}{c_{1u\kappa}r_{\kappa}} = \text{tg} \alpha_{1\kappa} \bar{r}. \quad (3.59)$$

Таким образом, угол потока  $\alpha_1$  увеличивается по высоте лопаток. Чтобы обеспечить такое изменение угла выхода потока, сопловую лопатку необходимо изготавливать с изменяющимся по высоте профилем и изменяющимися углами  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , т.е. ее приходится «закручивать».

Для профилирования рабочей лопатки необходимо знать закон изменения угла входа потока в относительном движении  $\beta_1$  по высоте лопатки. В рассматриваемом методе постоянной циркуляции угол  $\beta_1$  можно определить по следующей формуле:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} = \frac{1}{\frac{c_{1u}}{c_{1a}} - \frac{u}{c_{1a}}} = \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{1к} r} - \frac{u_k}{c_{1a} r}}. \quad (3.59a)$$

В соответствии с (3.59a) угол  $\beta_1$  увеличивается по высоте лопатки, причем для малых отношений  $\theta = d/l_2$  у корневых сечений  $\beta_1 < 90^\circ$ , а у периферийных  $\beta_1 > 90^\circ$ . Таким образом, рабочая лопатка должна иметь в этих случаях существенную закрутку.

Расход пара через сопловую решетку можно подсчитать интегрированием уравнения неразрывности, используя полученное распределение параметров потока в зазоре по высоте лопаток.

Параметры за рабочей решеткой в расчете длинных лопаток по методу  $c_{1u}r = \text{const}$  определяют из условия неизменности статического давления вдоль радиуса в зазоре за рабочими лопатками, т.е.

$$\frac{dp_2}{dr} = \frac{1}{v_2} \frac{c_{2u}^2}{r} = 0,$$

или

$$c_{2u} = 0.$$

Это условие обеспечивает постоянство механической работы на рабочих лопатках вдоль радиуса:

$$L = u(c_{1u} + c_{2u}) = 2\pi n r c_{1u} = \text{const}.$$

Если энтальпия полного торможения  $\bar{h}_0$  перед соплами постоянна по высоте лопаток, то условие постоянства работы вдоль радиуса приводит к заключению, что энтальпия полного торможения за рабочими лопатками также неизменна по их высоте. А так как статическое давление  $p_2 = \text{const}$ , то выходная скорость за рабочими лопатками в этом случае также неизменна по высоте лопаток, т.е.  $c_2 = \text{const}$ .

Изменение угла выхода потока в относительном движении  $\beta_2$  по высоте лопаток определится по очевидной формуле ( $\alpha_2 = 90^\circ$ )

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_2}{u} = \frac{c_2}{u_k r} = \operatorname{tg} \beta_{2к} \frac{1}{r}. \quad (3.60)$$

Таким образом, угол  $\beta_2$  уменьшается от корневых сечений к периферии рабочих лопаток.

Полученные формулы позволяют рассчитывать параметры потока по высоте лопаток в ступенях, проточная часть которых профилируется по методу постоянной циркуляции (рис. 3.38).

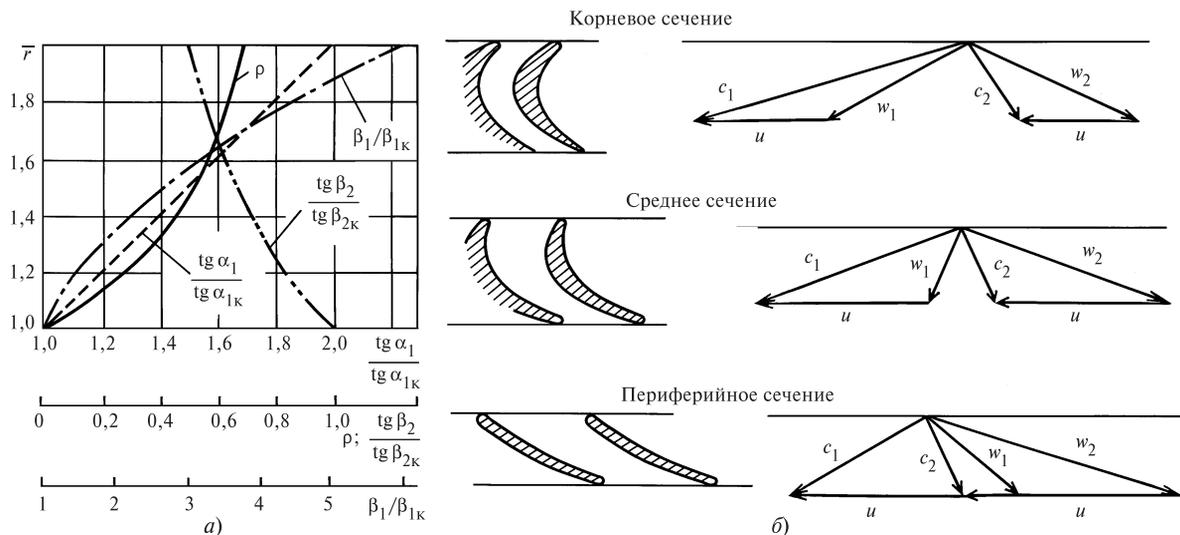


Рис. 3.38. Ступень с длинными лопатками, спрофилированная по закону  $c_{1u}r = \text{const}$  ( $\alpha_{1к} = 16^\circ$ ;  $u/c_{1к} = 0,4$ ;  $\beta_{2к} = 23^\circ$ ;  $d/l = 3$ ;  $\rho_k = 0$ ;  $M_{1r} \rightarrow 0$ ):

*a* — изменение по радиусу степени реактивности и углов потока; *b* — треугольники скоростей и профили рабочей лопатки для корневых, средних и периферийных сечений

Метод постоянной циркуляции изложен в предположении отсутствия потерь в соплах, т.е. принято  $\varphi^2 = 1$ . Влияние потерь в соплах на распределение скоростей можно учесть, используя (3.55) для расчета закона распределения осевой скорости  $c_{1a}$  при условии непостоянства циркуляции скорости в зазоре.

Приняв  $c_{1u}r = c_{1uk}r_k$ , из (3.55) получим

$$c_{1a} \frac{dc_{1a}}{dr} = \frac{(1 - \varphi^2)}{r^3} (c_{1uk}r_k)^2.$$

Интегрируя последнее уравнение в пределах от  $r = r_k$ ;  $c_{1ak}$  до  $r$ ;  $c_{1a}$ , имеем после преобразований (учитывая, что  $c_{1uk}/c_{1ak} = \text{ctg } \alpha_{1k}$ )

$$\frac{c_{1a}}{c_{1ak}} = \left\{ 1 + (1 - \varphi^2) \text{ctg}^2 \alpha_{1k} \left[ 1 - \left( \frac{r_k}{r} \right)^2 \right] \right\}^{1/2}.$$

Для примера на рис. 3.39 представлены зависимости осевой скорости в зазоре от радиуса для двух характерных значений  $\varphi = 0,97$  и  $\varphi = 0,98$ . Принято  $d_c/l = 5$ ;  $\alpha_{1k} = 14^\circ$ . Как следует из рис. 3.39, потери в соплах заметно влияют на неравномерность осевой скорости в зазоре: неравномерность достигает 25 %.

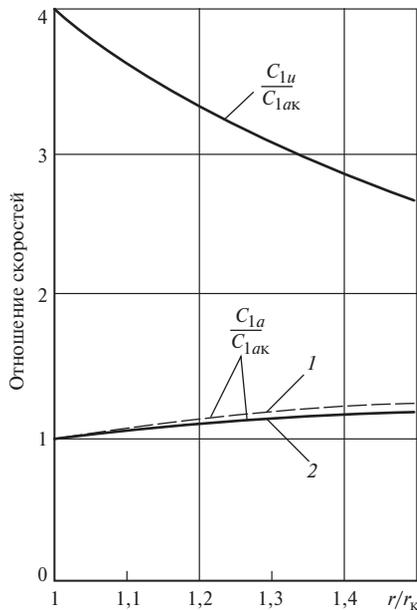


Рис. 3.39. Влияние потерь в соплах на неравномерность осевых скоростей в ступенях постоянной циркуляции при  $\theta = 5$ ,  $\alpha_{1k} = 14^\circ$ :

1 —  $\varphi = 0,97$ ; 2 —  $\varphi = 0,98$

Изложенный выше метод профилирования длинных лопаток обычно применяют при цилиндрических обводах ступени и сравнительно небольшой веерности ( $10 > \theta > 3,5$ ). При малых значениях  $\theta$  рассмотренный способ профилирования приводит к большой закрутке сопловых и в особенности рабочих лопаток, что усложняет их изготовление. Поэтому при малых значениях  $\theta$  применяют методы с отступлением от точного выполнения условия  $c_{1u}r = \text{const}$ . Среди этих методов профилирования следует отметить тот, в котором принимают неизменным по высоте лопаток угол выхода потока (постоянство углов  $\alpha_1$ ), а также метод постоянного удельного расхода, при котором массовый расход на единицу торцевой площади сопловой и рабочей решеток не изменяется по высоте лопаток, т.е.

$$\frac{\Delta G_1}{2\pi r_1 \Delta r_1} = \frac{\mu_1 c_{1t} \sin \alpha_{1\beta}}{v_{1t}} = \text{const};$$

$$\frac{\Delta G_2}{2\pi r_2 \Delta r_2} = \frac{\mu_2 w_{2t}}{v_{2t}} \sin \beta_{2\beta} = \frac{\Delta G_1}{2\pi r_1 \Delta r_1} = \text{const}.$$

Кроме указанных применяют и другие методы, направленные на улучшение тех или иных свойств ступени с длинными лопатками. Например, для уменьшения градиента реактивности по высоте лопаток применяют профилирование, при котором угол  $\alpha_1$  уменьшается от корня к периферии и т.п.

При выборе закона закрутки необходимо принимать во внимание следующие соображения.

1. В цилиндрической ступени (с постоянным профилем по высоте сопловых и рабочих лопаток для  $\theta < 10 \dots 13$ ) повышаются потери энергии в ступени по мере уменьшения значения  $\theta$  (рис. 3.40); это увеличение связано с дополнительными потерями от веерности. Потери от веерности возникают из-за неоптимальных углов входа потока  $\beta_1$  в корневых и периферийных сечениях; из-за меридионального перераспределения расходов в сечениях рабочей решетки по сравнению с соответствующими сечениями сопловой решетки и, следова-

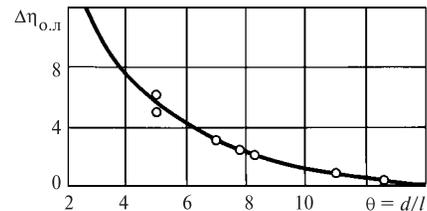


Рис. 3.40. Увеличение КПД ступеней с закрученными лопатками по сравнению с КПД ступеней с незакрученными лопатками

тельно, увеличения потерь с выходной скоростью из-за большой неравномерности эпюры скоростей  $c_2 = f(r)$ ; из-за неоптимальных относительных шагов профилей в корневых и периферийных сечениях решеток и т.п.

2. Ступень с незакрученными сопловыми лопатками и профилированными по высоте рабочими лопатками при  $\theta > 4 \dots 6$  существенно не снижает экономичности по сравнению со ступенью, выполненной по методу  $c_{1u} r = \text{const}$  или по методу постоянного удельного расхода.

3. Ступень, спроектированная по методу постоянного удельного расхода, обладает малыми потерями энергии для всего практического диапазона ступеней большой веерности  $10 > \theta > 2,5$ . Это наиболее распространенный метод закрутки ступеней с длинными лопатками.

4. С целью повышения изгибной прочности корневых сечений рабочей лопатки прикорневой угол  $\alpha_{13}$  последних ступеней с предельной длиной рабочей лопатки целесообразно уменьшить.

Как показывает анализ изменения параметров в зазоре между сопловой и рабочей решетками ступеней, спрофилированных по различным методам закрутки ( $c_{1u} r = \text{const}$ ,  $\alpha_1 = \text{const}$ ,  $\overline{\Delta G} = \text{const}$ ), изменение степени реактивности по высоте лопаток слабо зависит от закона закрутки.

Для разных методов закрутки степень реактивности по высоте лопаток можно определять по следующей формуле, полученной для метода  $\alpha_1 = \text{const}$ :

$$\rho = 1 - \frac{1 - \rho_k}{\frac{2\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{r}}. \quad (3.61)$$

Здесь  $\rho_k$  — степень реактивности в корневом сечении ступени;  $\bar{r} = r/r_k$  — относительный радиус сечения ступени, в котором вычисляется степень реактивности.

Для ступеней с лопатками постоянного профиля (незакрученные ступени) степень реактивности по высоте лопаток приближенно соответствует зависимости (3.61). В этих ступенях при вычислении степени реактивности на среднем диаметре и для периферийного сечения часто пользуются упрощенными формулами:

$$\rho_{\text{ср}} = \rho_k + \frac{1,7}{\theta + 1,7}; \quad (3.62)$$

$$\rho_{\text{п}} = \rho_{\text{ср}} + \frac{1,7}{\theta + 1,7}. \quad (3.62a)$$

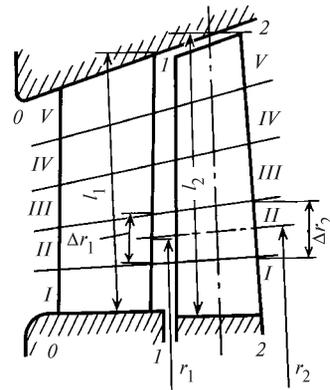


Рис. 3.41. Расчетная схема ступени большой веерности по методу струек:

$I-V$  — номера струек

Просто и практично профилировать ступени с длинными лопатками с помощью метода расчета по элементарным струйкам. По этому методу проточную часть ступени, предварительно рассчитанную по параметрам в сечении на среднем диаметре, разделяют по высоте лопаток на несколько кольцевых струек (рис. 3.41), каждую из которых рассчитывают как ступень с короткими лопатками по одномерной схеме. Распределение степени реактивности по струйкам можно определять по уравнению (3.61). При этом вначале выбирают степень реактивности в корневой струйке  $\rho_k = 0,1 \dots 0,3$ . Для обеспечения повышенного момента сопротивления корневому сечению рабочей лопатки необходимо выбирать малые степени реактивности, т.е. в корневом сечении необходимо получить профиль активного типа. Для улучшения работы ступени в условиях переменного режима следует выбирать повышенные значения степени реактивности у корня рабочих лопаток.

В случаях, когда требуется сработать большой теплоперепад в ступени, необходимо корневую степень реактивности уменьшать до нуля или небольшого отрицательного значения, чтобы обеспечить пониженные значения оптимального отношения скоростей  $u/c_{\phi}$ .

По рассчитанным значениям степени реактивности определяют характеристики потока в каждой кольцевой струйке, как и в обычной ступени. Коэффициенты скорости  $\varphi$  и  $\psi$ , а также коэффициент расхода  $\mu$  принимают переменными по высоте лопаток на основе данных эксперимента. При этом учитывают изменение чисел  $M_{1l}$  и  $M_{2l}$  по высоте лопаток, изменение степени влажности, отклонение в косом срезе решеток.

При построении треугольников скоростей угол выхода потока находят из уравнения расхода для струйки:

$$\mu_1 \frac{c_{1t} 2\pi r_1 \Delta r_1 \sin \alpha_{1\beta}}{v_{1t}} = \mu_2 \frac{w_{2t} 2\pi r_2 \Delta r_2 \sin \beta_{2\beta}}{v_{2t}}, \quad (3.63)$$

где  $\Delta r_1 = l_1/i$ ;  $\Delta r_2 = l_2/i$ ;  $i$  — число струек по высоте лопаток.

Для дозвуковых скоростей из (3.63) получают

$$\sin \beta_{2\beta} = \sin \alpha_{1\beta} \frac{c_{1t}}{w_{2t}} \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{l_1}{l_2}. \quad (3.64)$$

Для сверхзвуковых скоростей ( $M_{1t} > 1$  и  $M_{2t} > 1$ )

$$\sin \beta_{2\beta} = \sin \alpha_{1\beta} \frac{c_{кр}}{w_{кр}} \frac{v_{2кр}}{v_{1кр}} \frac{\mu_1}{\mu_2} \frac{r_1}{r_2} \frac{l_1}{l_2}. \quad (3.64a)$$

Расход через каждую струйку подсчитывают по формуле

$$\Delta G = \frac{\mu_1 c_{1t} \pi d_1 \Delta r_1 \sin \alpha_{1\beta}}{v_{1t}}. \quad (3.65)$$

Суммируя расходы по всем струйкам ступени, сравнивают полученную сумму с заданным расходом пара через ступень. При несовпадении полученной суммы с заданным расходом корректируют высоты лопаток. По значениям углов  $\alpha_{1\beta}$ ,  $\beta_1$  и  $\beta_{2\beta}$ , а также чисел  $M_{1t}$  и  $M_{2t}$  выбирают профили сопловой и рабочей лопаток. При этом в соплах последних ступеней конденсационных турбин поток в корневых сечениях сверхзвуковой, в средних сечениях околосзвуковой и в периферийных сечениях дозвуковой, и соответственно профили лопаток для этих сечений подбирают по типам В, Б и А.

При выборе профилей для рабочих лопаток кроме технологии необходимо учитывать условия прочности. Размер хорды профиля у корня лопатки турбин большой мощности с  $n = 50 \text{ с}^{-1}$  достигает 120—250 мм. Относительный шаг рабочих лопаток в корневом сечении составляет  $\bar{l}_к = 0,45 \dots 0,55$  для  $\theta > 3$  и уменьшается до  $\bar{l}_к = 0,25 \dots 0,35$  для  $\theta < 3$ . В периферийных сечениях профили рабочих лопаток слабо изогнуты, имеют вид крылообразных профилей (рис. 3.42). Для надежного определения расхода пара через эти сечения, а также для обеспечения устойчивости характеристик решетки в переменных режимах работы необходимо, чтобы между соседними профилями образовывался небольшой протяженности канал, в котором ограничивающими поверхностями служили бы стенки соседних профилей.

Коэффициент полезного действия ступени с длинными лопатками может быть найден суммированием по высоте мощностей, разбиваемых на рабочих лопатках

потоком каждой струйки, и последующим делением на располагаемую мощность ступени:

$$\eta_{о.л} = \frac{N_{л}}{N_0} = \frac{\sum_1^i \Delta G_i u_i (c_{1i} \cos \alpha_{1i} + c_{2i} \cos \alpha_{2i})}{GE_0}. \quad (3.66)$$

Изложенный расчет ступени с длинными лопатками на основе упрощенного уравнения радиального равновесия может быть использован как первое приближение.

Для отработки высокоэкономичных ступеней в настоящее время используются методы расчета, основанные на полных (трехмерных) уравнениях потока вязкого газа в ступенях и отсеках турбин. Профилирование ступеней при таком подходе позволяет формировать оптимальную проточную часть, соответствующую наибольшей экономичности.

Поскольку участки ступени вблизи корня и на периферии имеют низкие КПД, то стремятся при

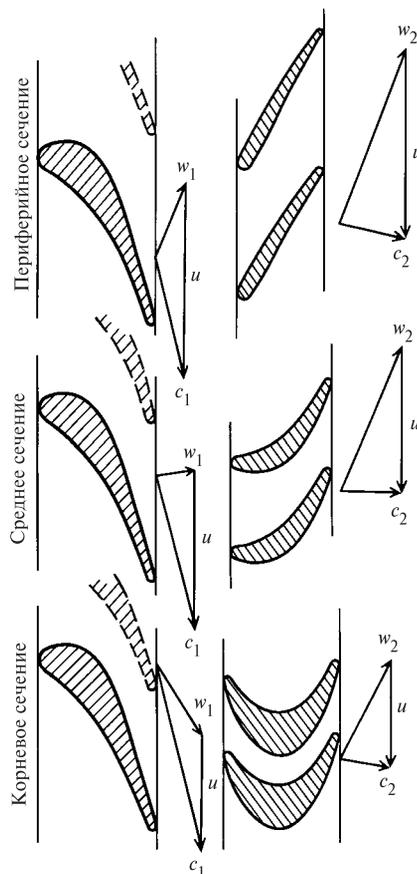


Рис. 3.42. Профили сопловых и рабочих лопаток в различных сечениях по высоте для ступени большой верности

профилировании сопловых и рабочих лопаток обеспечивать вблизи концов малые погонные (на единицу длины) расходы среды, и при этом большие расходы приходится на среднюю, наиболее экономичную часть лопаток.

Одним из эффективных средств повышения экономичности ступени большой веерности (малого  $d/l$ ) является применение «саблевидных» сопловых лопаток. Так названы лопатки с криволинейной осью, устанавливаемые с переменным навалом (рис. 3.43) — углом между касательной к выходной кромке сопловой лопатки и направлением радиуса, проведенного через кромку лопатки в точку наибольшей выпуклости выходной кромки. На рис. 3.43 указан навал  $\gamma_k$  в корневом сечении сопловой лопатки.

Ступени с «саблевидными» сопловыми лопатками были предложены и испытаны в экспериментальной турбине в МЭИ группой работников кафедры ПГТ МЭИ в 1962 г., результаты опубликованы не только на русском, но и на немецком языке. В конце 80-х годов прошлого века без ссылки на авторство подобные ступени были применены фирмой «Сименс» как собственное изобретение. В настоящее время ступени с саблевидными лопатками применяют все ведущие зарубежные фирмы-произ-

водители турбин («Сименс», «Мицубиси», «Альстом»).

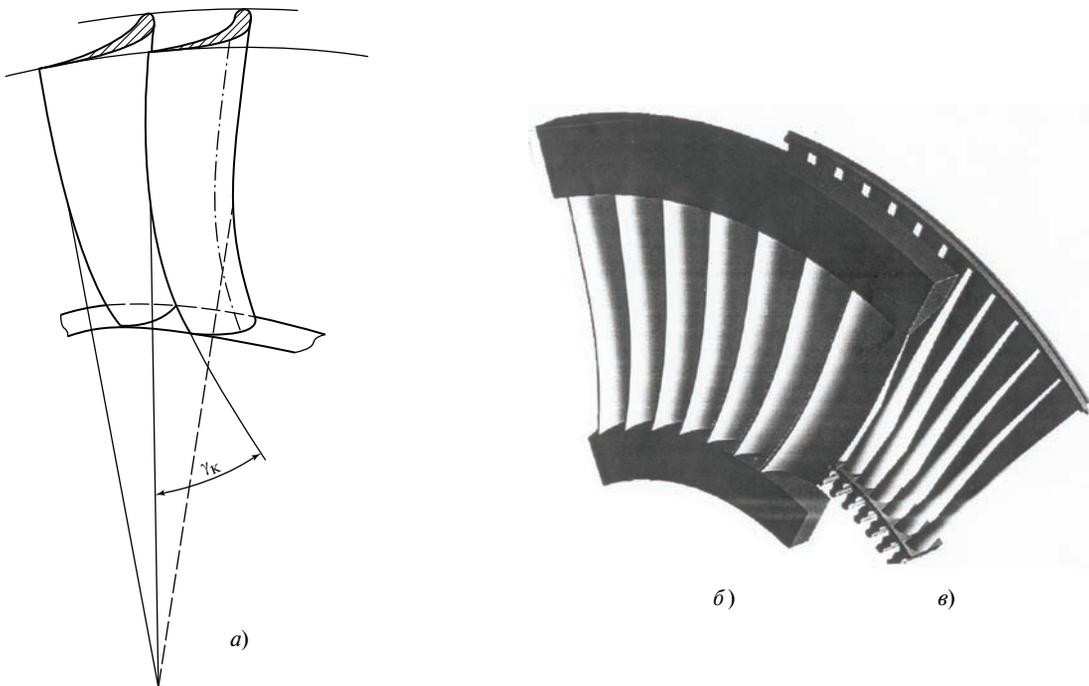
Повышение эффективности ступеней с саблевидными лопатками обеспечивается следующими особенностями. Выравнивается (уменьшается различие) степень реактивности по высоте лопаток. Увеличивается степень реактивности в корневых сечениях и уменьшается — в периферийных сечениях.

Увеличение степени реактивности в корневых сечениях обусловлено тем, что при навале в зоне корня со стороны сопловой лопатки на поток действует дополнительная радиальная сила, направленная к центру, которая и увеличивает давление в корневой зоне, уменьшает интенсивность поперечных и радиальных вторичных течений и связанных с ними вторичных (концевых) потерь.

Снижение периферийной степени реактивности способствует уменьшению периферийных утечек через надбандажные уплотнения рабочих лопаток.

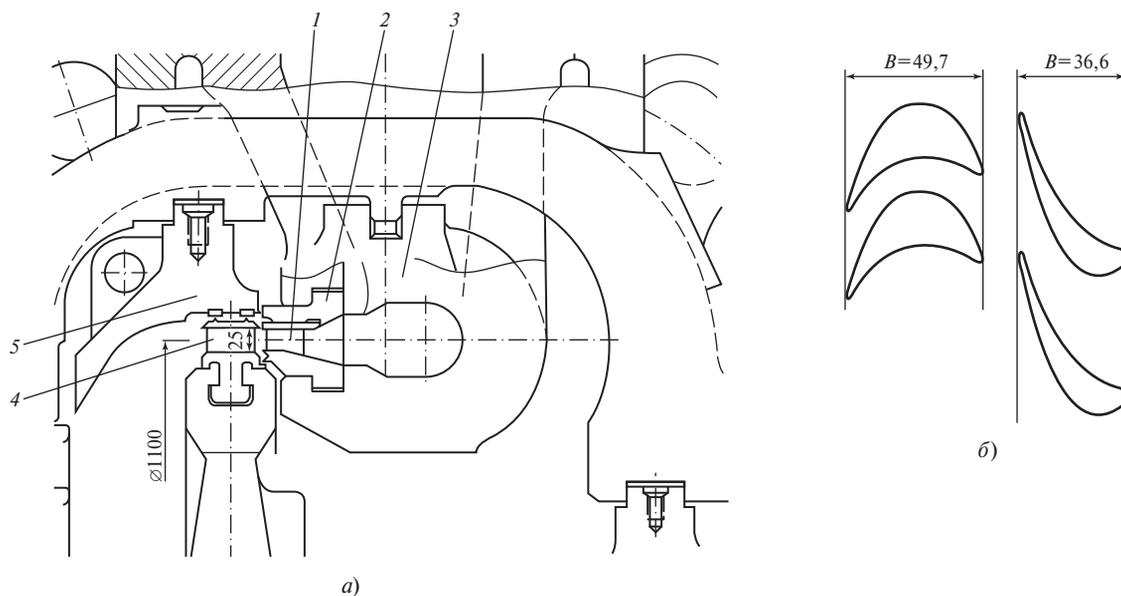
Как правило, происходит выравнивание поля выходных скоростей, что снижает потери с выходной скоростью и улучшает условия работы выходного патрубка, т.е. также ведет к повышению экономичности последней ступени.

По разным оценкам (расчетным и экспериментальным) применение саблевидных лопаток,



**Рис. 3.43. Саблевидные сопловые лопатки:**

*a* — вид на лопатки со стороны выхода пара; *б* — вид на фрагмент соплового венца со стороны входа пара; *в* — фрагмент последующего рабочего венца



**Рис. 3.44. Одновенечная регулирующая ступень турбины ЛМЗ:**

*а* — проточная часть; *б* — профили сопловой и рабочей решеток — развертка по среднему диаметру; 1 — сопловая лопатка; 2 — сопловой сегмент; 3 — сопловая коробка; 4 — рабочая лопатка; 5 — козырек

а также лопаток с постоянным по их высоте навалом ( $\gamma = \text{const}$ ) дает повышение КПД ступени на 1,5—2,5 % (абс.).

В вариантах модернизированных ЧНД турбин К-300-23,5 и в новых турбинах ЛМЗ также применяются сопловые саблевидные лопатки.

### 3.6. КОНСТРУКЦИИ СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Конструктивное исполнение сопловых и рабочих лопаток существенно зависит от их назначения. Следует рассмотреть сопловые и рабочие лопатки регулирующих ступеней, нерегулируемых ступеней с относительно короткими лопатками, ступеней с длинными лопатками.

На рис. 3.44 показана проточная часть одновенечной регулирующей ступени турбины сверхкритического давления (СКД) ЛМЗ.

Сопловые лопатки 1 изготовлены как одно целое с нижней частью сегмента 2, сварены поверху с промежуточным бандажом и верхней частью сегмента. Сегменты 2 вставляются в пазы сопловых коробок, заводятся в них в окружном направлении. Всего применяются четыре сопловые коробки, попарно сваренные в верхнюю и нижнюю части внутреннего корпуса ЦВД турбины (см. гл. 11); в каждую сопловую коробку заводятся по одному сегменту, закрепляемому в коробке штифтом.

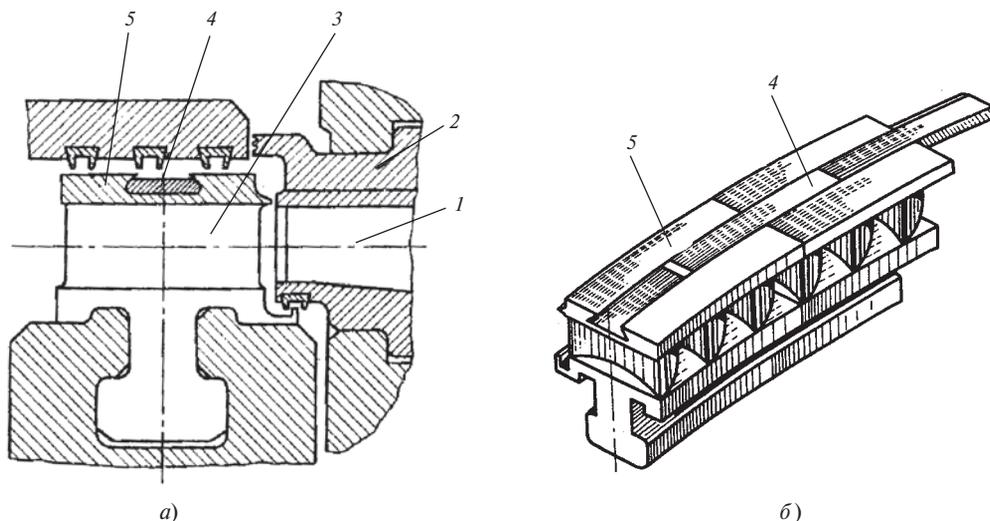
На рис. 3.44, б изображены профили сопловой и рабочей лопаток, как они видны в цилиндрической развертке по среднему радиусу ступени.

На рис. 3.45 представлена регулирующая ступень турбины К-800-23,5 ЛМЗ. Сопловые лопатки 1 объединены в сопловые сегменты 2 подобно предыдущему. Рабочие лопатки 3 выполнены из высокохромистой нержавеющей стали цельнофрезерованными с периферийным бандажом 5. Лопатки соединяются в пакеты сваркой по бандажам и хвостовикам по две для турбин К-300-23,5 и по три для турбин К-500-23,5 и К-800-23,5. Сварка лопаток осуществляется с помощью электронного луча.

Сварная конструкция пакетов лопаток применена в связи с необходимостью обеспечения достаточной вибрационной надежности при специфических условиях их эксплуатации — высоких переменных нагрузках в регулирующих ступенях при парциальном подводе пара (см. гл. 14).

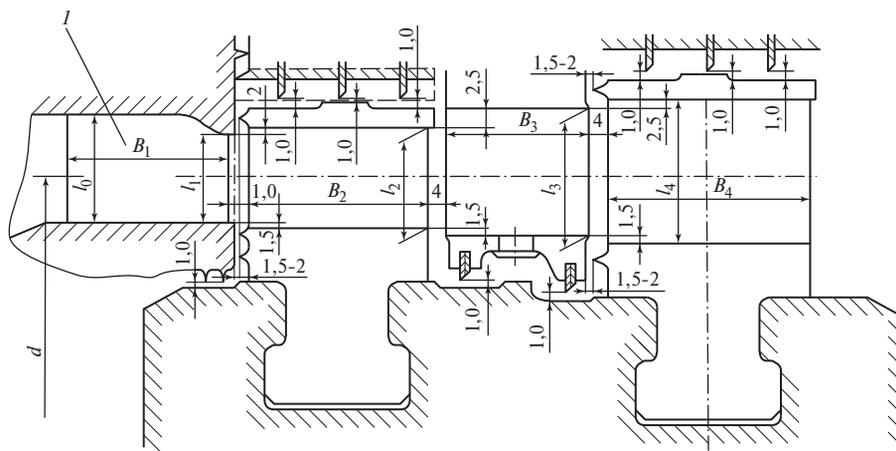
Пакеты связаны между собой демпферными вставками 4, обеспечивающими существенное снижение вибрационных напряжений, обусловленных высокими динамическими нагрузками от переменного парового потока.

Поверхности сопловых и рабочих решеток подвергают упрочнению специальным покрытием из нитридов циркония и титана для уменьшения изнашивания от эрозии поверхностей каналов и в особенности тонких выходных кромок.



**Рис. 3.45. Регулирующая ступень турбины К-800-23,5 ЛМЗ:**

*a* — проточная часть; *б* — пакеты из трех сваренных рабочих лопаток каждый с демпферными вставками; *1* — сопловая лопатка; *2* — сопловой сегмент; *3* — рабочая лопатка; *4* — демпферная вставка; *5* — цельнофрезерованный бандаж



**Рис. 3.46. Двухвенечная регулирующая ступень МЭИ в исполнении ТМЗ:**

*1* — сопловая лопатка с меридиональным профилированием

Двухвенечная регулирующая ступень в исполнении ТМЗ представлена на рис. 3.46. Ступень разработана МЭИ, характерной особенностью ее является сопловая решетка с меридиональным профилированием, что дает повышение экономичности ступени на 1,5—2,0 %.

Примеры проточных частей промежуточных ступеней с относительно короткими лопатками представлены на рис. 3.27 и 3.28. На первом из них изображена активная промежуточная ступень высокого давления, диафрагма которой сделана с узкими сопловыми лопатками *1* и стойками (ребрами жесткости) *2*, выполненными заодно с ободом *3* и телом диа-

фрагмы *4*. Такие диафрагмы нашли применение в первых ступенях некоторых турбин. Вследствие больших разностей давлений в первых ступенях ЦВД диафрагмы выполняют большой толщины. Ширина сопловых лопаток выбирается намного меньше, чем ширина диафрагмы. Это сделано для уменьшения концевых потерь, зависящих от отношения длины лопатки к размеру хорды профиля. Использование узких сопловых лопаток позволяет увеличить их относительную высоту. Однако на цилиндрических поверхностях входного канала между ребрами жесткости и на самих ребрах образуется пограничный слой относительно большой тол-

шины, который снижает общую эффективность соплового аппарата.

Ребра жесткости необходимы для обеспечения достаточной жесткости диафрагмы, так как узкие сопловые лопатки не позволяют иметь достаточную жесткость (достаточно малый прогиб) диафрагмы при больших разностях давлений в первых ступенях турбин.

Альтернативным решением является применение для сопловых решеток профилей с удлиненной входной кромкой.

Пример такой диафрагмы представлен на рис. 3.47. Сопловые лопатки выполнены большой ширины, соизмеримой с толщиной диафрагмы, за счет удлинения входной части профиля.

Такой профиль имеет достаточную жесткость и обеспечивает необходимую жесткость всей диафрагмы. При этом, однако, снижается экономичность сопловой решетки за счет возникающего на входной части профиля пограничного слоя и его утолщения на выходе из сопловых каналов. Поэтому экономичность решеток обоих видов (с узкими лопатками и широкой диафрагмой и с широкими лопатками за счет удлинения входной кромки) оказывается примерно одинаковой.

Диафрагмы с узкими лопатками в настоящее время применяются редко. Технология изготовления диафрагм с широким профилем сопловых лопа-

ток несколько проще, а экономичность их примерно та же, что и у первых.

В конструкции сварной диафрагмы на рис. 3.47 сопловой венец (решетка) образуется лопатками 2, вставленными в просеченные отверстия двух полукольцевых бандажей 5. С наружной стороны лопатки и бандажи обварены по контуру каждой просечки. Получающаяся таким образом сопловую решетку (рис. 3.47, б) приваривают к телу 1 и ободу 3 половины диафрагмы сварными швами 6. Диафрагмы, как правило, имеют горизонтальный разъем.

Вместо электродуговой сварки, дающей сравнительно массивные (объемные) швы, вызывающие проблемы коробления сварной диафрагмы, на передовых предприятиях, например на КТЗ, для приваривания решетки к ободу и телу диафрагмы применяют электронно-лучевую сварку, дающую тонкий и качественный сварной шов и не вызывающую осложнений с короблением готовой диафрагмы.

К ободу приваривают козырек 4, на котором размещают периферийные (надбандажные) уплотнения. На внутренней расточке тела диафрагмы предусмотрен кольцевой паз 7 для размещения в нем сегментов диафрагменных уплотнений.

Примеры конструктивного исполнения рабочих лопаток промежуточных активных ступеней ВД и СД представлены на рис. 3.48 и 3.49.

Рабочая лопатка (см. рис. 3.48, а) имеет профильную часть 1, Т-образный хвостовик 2 и накладной приклепанный бандаж 3, который объединяет несколько лопаток в пакет. Число лопаток в пакете может быть от 2 до 20 и больше и выбирается по условиям вибрационной надежности (см. гл. 14). На хвостовике лопатки имеются выступы 4, которые охватывают подобные выступы на ободу диска 5. Такая конструкция служит для уменьшения изгибаю-

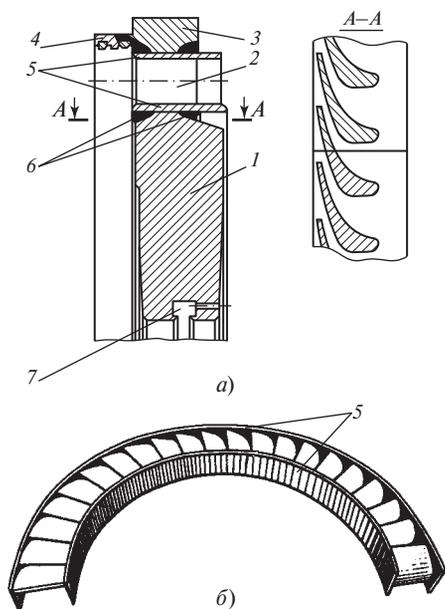


Рис. 3.47. Сварная диафрагма:

а — продольный разрез; б — готовая решетка половины диафрагмы

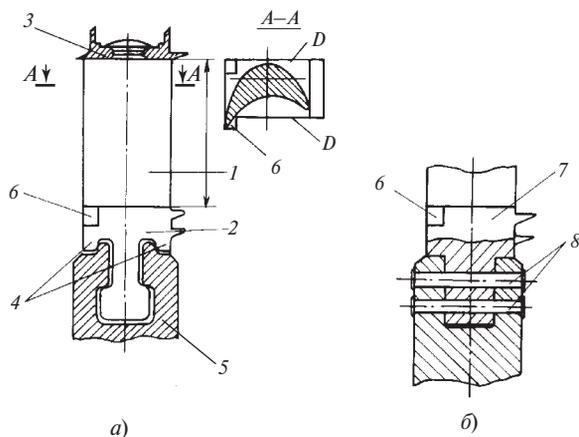
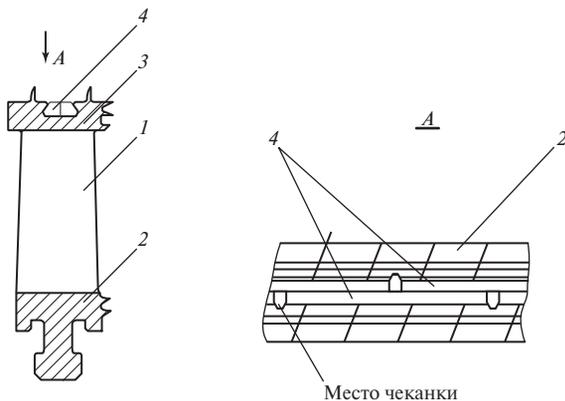


Рис. 3.48. Рабочая лопатка промежуточной ступени:

а — меридиональная проекция; б — крепление замковой лопатки в расширенном входном пазе



**Рис. 3.49. Рабочая лопатка промежуточной ступени с цельнофрезерованным бандажом и косоугольным хвостовиком:**  
 1 — профильная часть; 2 — хвостовик; 3 — бандаж; 4 — демпферные вставки

ших напряжений в щеках обода диска. Приклепанная бандажная лента имеет в данной лопатке два радиальных и один осевой усик для уменьшения периферийной утечки. На хвостовике выполнены два усика, уплотняющих корневой зазор между диафрагмой ступени и лопаткой.

В последних усовершенствованных конструкциях под свисающей выходной кромкой профиля выполняется «балкончик» б, который существенно уменьшает концентрацию напряжений под свисающей кромкой и тем самым повышает усталостную прочность рабочих лопаток. Для заводки хвостовиков лопаток в кольцевой паз обода в нем предусмотрены расположенные противоположно расширенные входные пазы, через которые лопатки заводят в паз радиально, а затем подводят одну к другой в тангенциальном направлении.

При сборке лопатки плотно подгоняют по поверхностям  $D$ . В местах расширенных входных пазов установлены так называемые замковые лопатки 7, которые имеют иной хвостовик и которые крепятся заклепками 8 (см. рис. 3.48, б).

На рис. 3.49 представлена более совершенная конструкция лопаток промежуточных ступеней, имеющая цельнофрезерованный бандаж. Эта конструкция широко применяется при модернизации проточных частей турбин, а также для вновь изготавливаемых современных типов турбин.

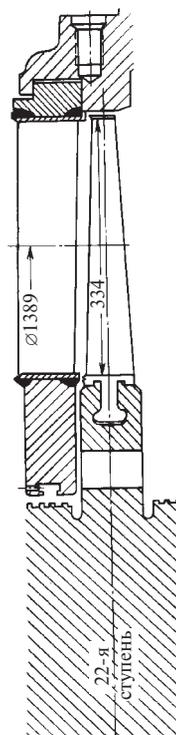
В теле цельнофрезерованного бандажа 3 установлены демпферные вставки 4, замыкающие на круг все лопатки и повышающие вибрационную надежность рабочего венца. Для предотвращения свисания кромок хвостовик лопатки выполнен косоугольным, что позволяет разместить весь корневой профиль лопатки на хвостовике без свисания кромок.

На рис. 3.28 представлена проточная часть реактивной ступени высокого давления. Как уже отме-

чалось, периферийные и диафрагменные (корневые) уплотнения выполнены однотипными в виде разношаговых многогребенчатых уплотнений, обеспечивающих свободные относительные осевые (и радиальные) перемещения ротора и статора. Рабочие и направляющие лопатки выполнены с цельнофрезерованными бандажами.

Для повышения вибронадежности в бандажах размещены демпферные вставки 1, объединяющие несколько лопаток в пакеты. Особенностью конструкции является организация так называемой направленной корневой утечки 2. Поток корневой утечки  $G_{д.у}$  подмешивается к основному потоку за соплами под некоторым углом ( $< 90^\circ$ ), что снижает потери при смешении и позволяет повысить КПД реактивной ступени.

Активная промежуточная ступень части среднего давления турбины мощностью 300 МВт представлена на рис. 3.50. Ступень имеет сварную диафрагму, выполненную по традиционной технологии. При отношении  $\theta = d_c/l = 4,16$  ступень имеет переменные по высоте формы и размеры профилей сопловых и рабочих лопаток, кроме того, обе лопатки выполняются закрученными. В последних модификациях рабочие лопатки имеют цельнофрезерованный бандаж с демпферными вставками, промежуточные волоочные связи отсутствуют.



**Рис. 3.50. Активная промежуточная ступень среднего давления,  $d_c/l = 4,16$**

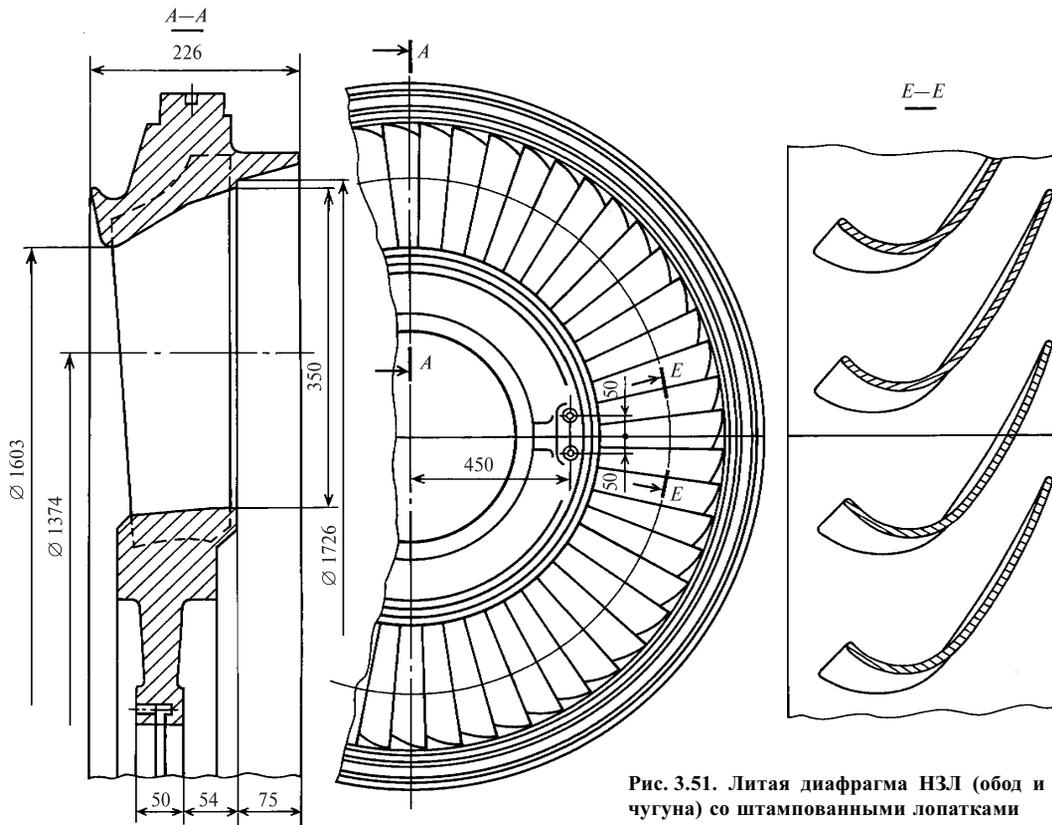


Рис. 3.51. Литая диафрагма НЗЛ (обод и полотно отлиты из чугуна) со штампованными лопатками

Для ступеней, работающих в области невысоких температур пара, например в части низкого давления турбин небольшой мощности, применяются литые диафрагмы. Сопловые лопатки выполняются штампованными из стального листа. Своими концевыми частями они заливаются в тело и обод диафрагмы (рис. 3.51), отливаемые из чугуна или стали. Литые диафрагмы рассмотренной конструкции не обеспечивают высокого аэродинамического совершенства сопловых каналов по следующим причинам: поверхности меридиональных отводов имеют высокую шероховатость из-за литья; по условиям технологии невозможно обеспечить высокую точность установки лопаток и размеров межлопаточных каналов; нельзя создать высокоэффективный профиль сопловой лопатки из листовой стали. В последних ступенях мощных конденсационных турбин, в которых диафрагмы выполнены литыми, применяются фрезерованные или сварные сопловые лопатки (рис. 3.52).

В ступенях ЦНД, работающих влажным паром, иногда предусматривается внутриканальное влагоудаление. В этом случае диафрагма имеет каналы в ободе и теле, а сопловые лопатки выполняются с щелями на поверхности и с внутренней полостью для отвода влаги. Пример сварной диафрагмы ЦНД

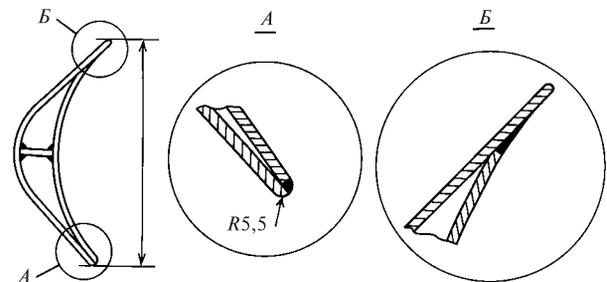
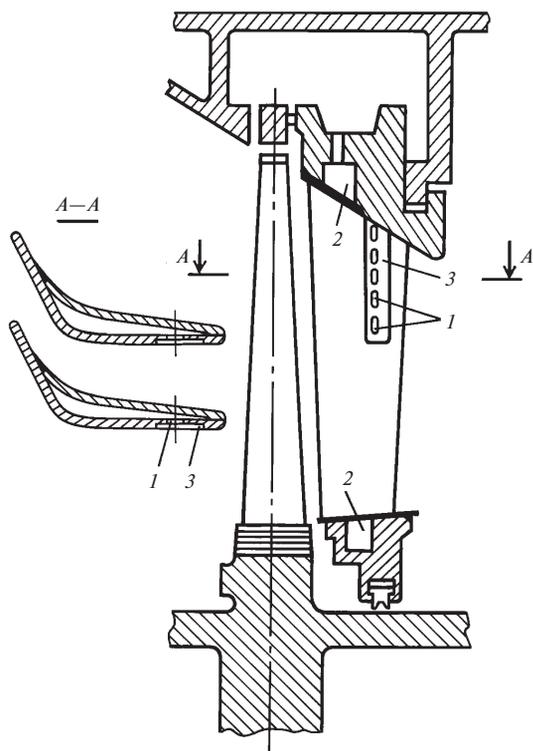


Рис. 3.52. Сварно-штампованная сопловая лопатка ХТЗ (сечение лопатки)

с внутриканальным влагоудалением представлен на рис. 3.53.

Примеры конструктивного исполнения рабочих лопаток большой длины представлены на рис. 3.54 и 3.55. Как уже отмечалось, для снижения уровня напряжений от центробежных сил длинные лопатки выполняют с уменьшением площади поперечного сечения от корня к периферии. Отношение площади корневого сечения  $F_k$  к площади периферийного сечения  $F_{II}$  для лопаток последних ступеней паровых турбин достигает 8—10 (иногда выше).

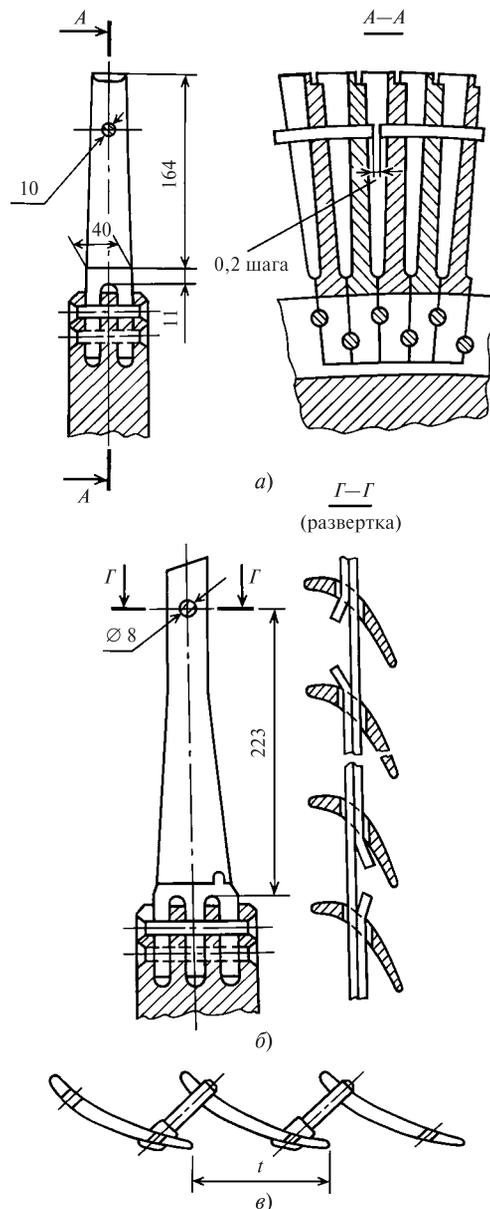


**Рис. 3.53. Диафрагма с полыми лопатками:**

1 — влагозаборные щели; 2 — влагоотводящие каналы; 3 — влагоприемный паз

Длинные лопатки выполняют с переменным профилем по радиусу, при их изготовлении применяют фрезерование на копировально-фрезерных станках или станках с числовым программным управлением (станках с ЧПУ). При их производстве требуются большие трудовые затраты, в особенности при использовании для рабочих лопаток титановых сплавов, по сравнению с лопатками постоянного профиля.

Приведенные на рис. 3.54 длинные лопатки выполнены без бандажа на периферии, что ведет к потерям энергии в потоке у периферии. В целях улучшения вибрационных характеристик лопаточных венцов в длинных лопатках часто применяют (применяли) проволоочные связи между соседними лопатками. Эти проволоочные связи выполняют жесткими (см. рис. 3.54, а), когда проволока или трубка припаивается к каждой лопатке, или демпферными (см. рис. 3.54, б), когда проволока вставлена в отверстие лопатки без закрепления, а иногда вставляется как бы расщепленная проволока. При вибрации на поверхностях контакта проволоки между собой и между лопаткой и проволокой возникают



**Рис. 3.54. Рабочие лопатки большой длины с проволоочными связями: жесткой (а), демпферной (б) и z-образной (в)**

силы трения, которые повышают демпфирование и снижают амплитуду колебаний венца (см. гл. 14).

Следует отметить, что применение проволок ведет к снижению эффективности ступени на 1—2 % на каждую проволоочную связь, так что применение, например, двух рядов проволок снижает КПД ступени примерно на 4 % (отн.). Применение периферийного бандажа, напротив, ведет к повышению эффективности ступени за счет снижения утечек и упорядочения потока в периферийных участках ступени.

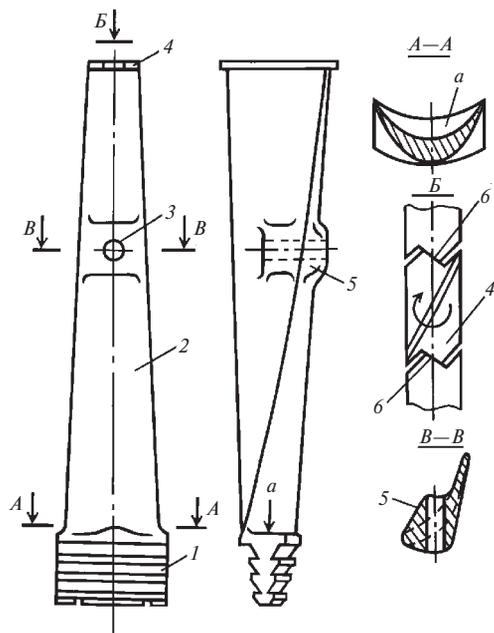


Рис. 3.55. Лопатка последней ступени ЦНД:

1 — зубчиковый хвостовик; 2 — профильная часть; 3 — отверстие; 4 — интегральный бандаж; 5 — утолщение профиля; 6 — поверхность контакта

На рис. 3.55 представлена последняя лопатка ЦНД конденсационной турбины. Лопатка выполнена заодно с бандажом. Хвостовик лопатки — елочного типа с криволинейной осью, выполненной по дуге окружности. Все хвостовики лопаток заводят в соответствующие пазы дисков одновременно, так, чтобы периферийные бандажи 4 лопаток вошли в зацепление по поверхностям 6. Выполнение хвостовика лопатки с криволинейной осью позволяет обеспечить расположение корневого профиля лопатки в пределах поверхности *a* хвостовика без свисающих кромок профиля.

Наличие свисающих кромок, как уже отмечалось, вызывает повышенную концентрацию напряжений и снижает усталостную прочность лопаток. Периферийный бандаж — демпферного типа. Под действием центробежных сил периферийное сечение лопатки с бандажом стремится повернуться в направлении, указанном на рис. 3.55 (круговой стрелкой). В результате на поверхностях 6 возникает контактное давление, обеспечивающее трение при относительном смещении смежных лопаток и соответствующее демпфирование при колебаниях. Лопатка имеет отверстия 3 для установки проволоочной связи. Для снижения концентрации напряжений около отверстия 3 в профильной части предусмотрено утолщение 5.

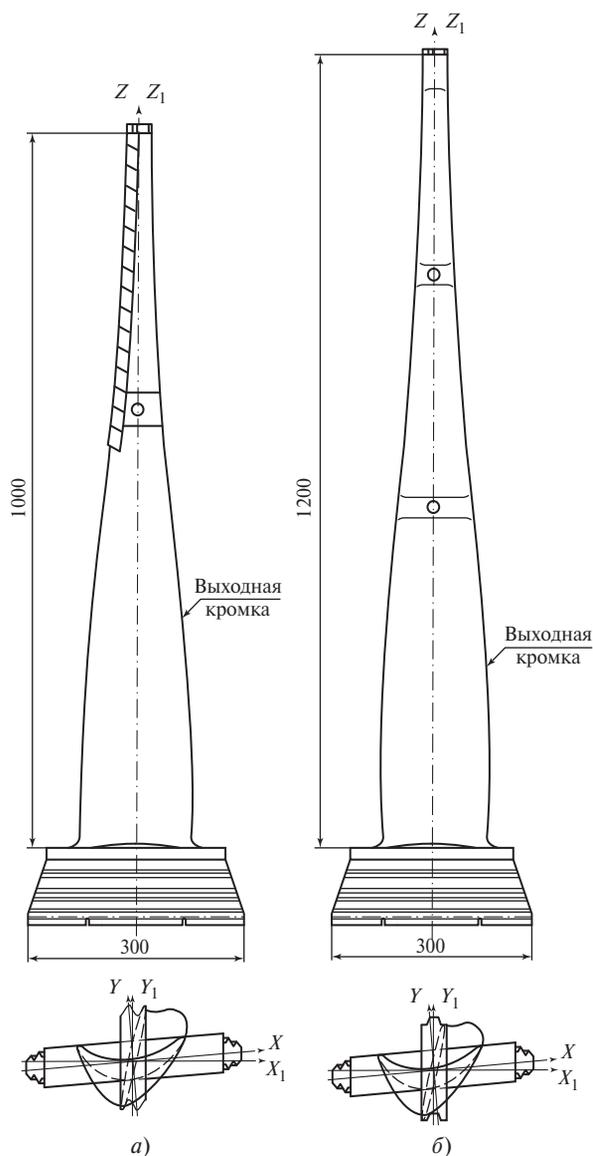


Рис. 3.56. Рабочие лопатки последних ступеней ЦНД:

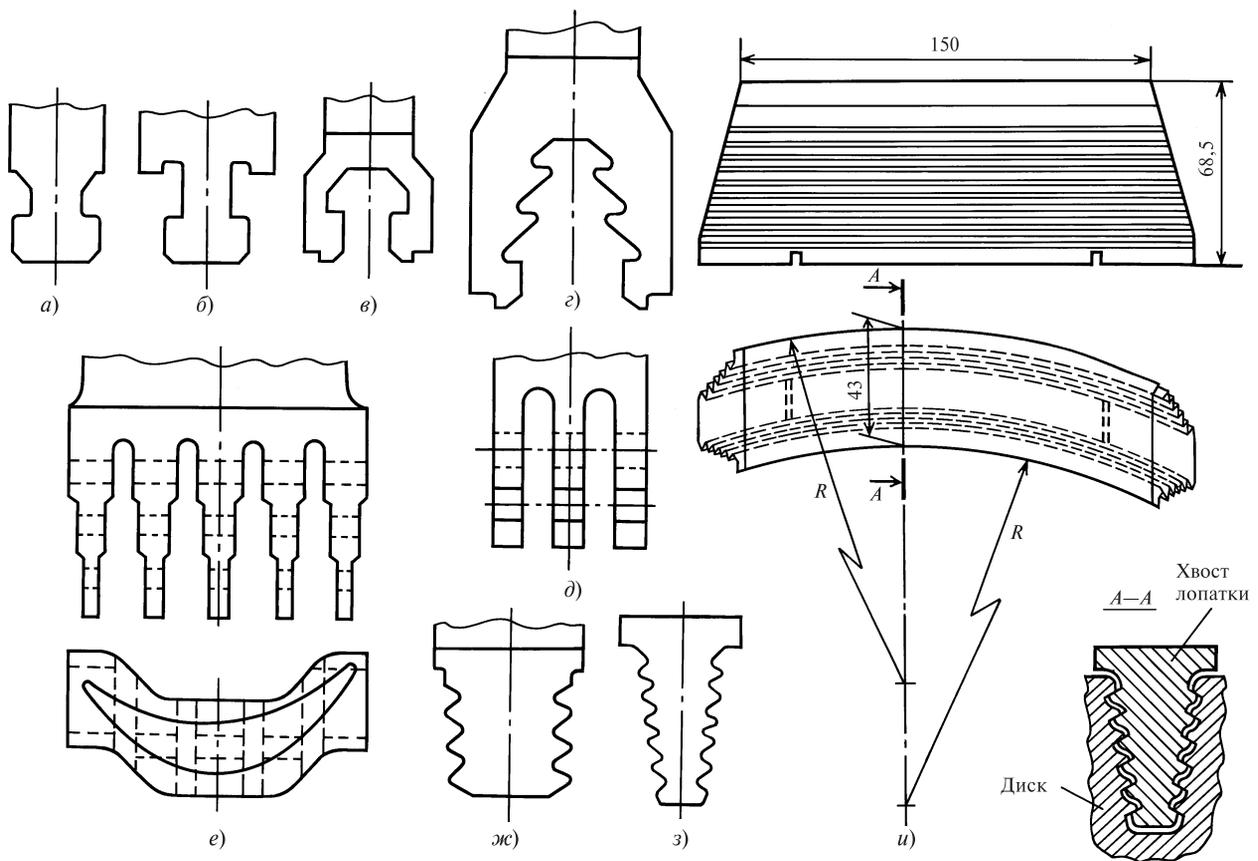
*a* — стальная лопатка с  $\Omega = \pi dl = 8,8 \text{ м}^2$ ; *б* — лопатка из титанового сплава с  $\Omega = 11,3 \text{ м}^2$

На рис. 3.56 представлены длинные лопатки последних ступеней конденсационных турбин ЛМЗ большой мощности (1000 и 1200 МВт). Лопатки выполнены с цельнофрезерованным бандажом и хвостовиком елочного типа с прямой торцевой заводкой в пазы диска. Бандажи служат демпфером и предотвращают раскрутку лопаток в поле центробежных сил. Лопатка (см. рис. 3.56, *a*) выполнена из стали 13X11H2B2MФ-Ш (ЭИ-961Ш) и имеет одну проволоочную связь. Входные кромки лопатки защи-

щены от капельно-ударной эрозии защитными пластинками из твердого сплава — стеллита. Лопатка, изображенная на рис. 3.56, б, выполнена из титанового сплава ВТ6.

Хвостовики рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин нагружены большими центробежными силами. Поэтому конструктивное выполнение этих хвостовиков существенно отличается от хвостовиков коротких лопаток (рис. 3.57). Для коротких лопаток применяют хвостовики типов, приведенных на рис. 3.57, а—в, ж, а для длинных лопаток — типов, показанных на рис. 3.57, г—е, з, и. Хвостовики Т-образного и грибовидного типов (рис. 3.57, а—в) имеют одну опорную поверхность, воспринимающую центробежные силы. Грибовидный хвостовик относительно длинной лопатки (рис. 3.57, г) имеет три опорные поверхности. Соответственно хвостовики вильчатого типа (рис. 3.57, д, е) выполняют с увеличенным числом гребней хвостовиков при увеличении длины

лопатки, а также применяют гребень хвостовика в форме тела равного сопротивления (рис. 3.57, е) в сильно нагруженных лопатках. В лопатках небольшой длины хвостовик в плане (вид по направлению оси лопатки) часто выполняют в форме прямоугольника или параллелограмма с целью упростить изготовление хвостовиков. При этом кромки профильной части лопатки выступают за пределы прямоугольника, т.е. наблюдается свес кромок над хвостовиком. В лопатках такой конструкции возникает местное повышение напряжений в сечении, где профильная часть лопатки соединяется с хвостовиком. В сильно нагруженных рабочих лопатках такой концентрации напряжений не допускают и поэтому применяют хвостовики формы, исключая свес кромок, например ступенчатого (рис. 3.57, е) или кругового (рис. 3.57, и) типа. В последнем случае лопатка заводится в паз диска по кругу в направлении оси ротора.



**Рис. 3.57. Хвостовики рабочих лопаток:**

а — Т-образный; б — Т-образный с буртиками; в — грибовидный одноопорный; г — грибовидный трехопорный; д — вильчатый; е — вильчатый ступенчатого типа; ж — зубчиковый; з — елочный торцевой; и — елочный торцевой с круговой заводкой

## МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

## 4.1. ТЕПЛОВЫЙ ПРОЦЕСС В МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

В современных паротурбинных установках ТЭС и АЭС располагаемый теплоперепад турбины составляет 1000—1600 кДж/кг. Создать экономичную одноступенчатую турбину при таких теплоперепадах и достигнутом в настоящее время уровне прочности металлов невозможно. Действительно, скорость пара на выходе из сопл одноступенчатой турбины в этих условиях составит 1500—1700 м/с. Для экономичной работы одноступенчатой турбины необходимая окружная скорость лопаток на среднем диаметре при оптимальном отношении скоростей  $u/c_{\phi} = 0,65$  должна составить 1000—1100 м/с. Обеспечить прочность ротора и лопаток при таких окружных скоростях практически невозможно. Кроме того, число  $M$  в потоке пара в этом случае составит 3,0—3,5, что приведет к большим волновым потерям энергии в потоке. Поэтому все крупные паровые турбины для энергетики и других отраслей народного хозяйства выполняют многоступенчатыми. В этих турбинах пар расширяется в последовательно включенных ступенях, причем теплоперепады таких ступеней составляют небольшую часть располагаемого теплоперепада всей турбины. Поэтому окружные скорости лопаток в ступенях многоступенчатой турбины составляют 120—250 м/с для большинства ступеней ЧВД и ЧСД турбины и достигают 350—450 м/с для последних ступеней конденсационных турбин при стальных лопатках и 600 м/с при титановых лопатках. Числа  $M$  в потоке для большинства ступеней меньше единицы.

Рассмотрим схематический чертеж проточной части многоступенчатой турбины активного типа со сравнительно высоким давлением за турбиной (рис. 4.1). Как указывалось в гл. 2, совокупность одного ряда сопловых и одного ряда рабочих лопаток образует ступень турбины. Проточная часть турбины (отсека) активного типа состоит из активных ступеней (см. гл. 3), рабочие решетки которых выполняются со сравнительно небольшой степенью реактивности, а в основном расширение пара осуществляется в сопловой решетке.

На входе в турбину свежий пар поступает к соплам первой ступени, установленным в сопловой

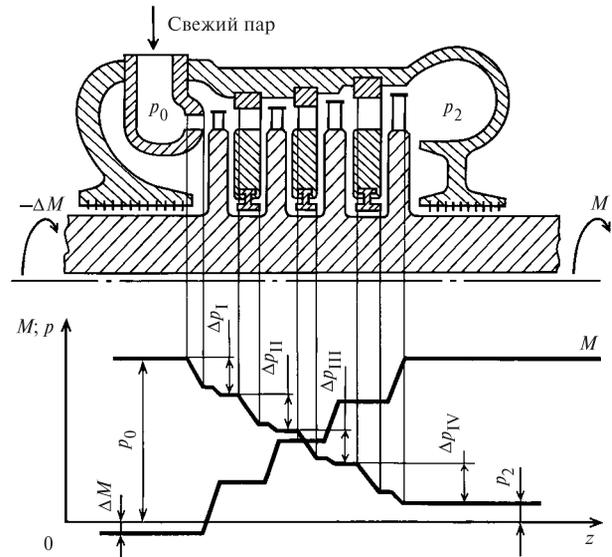


Рис. 4.1. Схема проточной части турбины и распределение вдоль оси турбины давления и крутящего момента:

$\Delta p_I - \Delta p_{IV}$  — перепад давлений в I—IV ступенях турбины;  $p_0$  — давление свежего пара перед турбиной;  $p_2$  — давление на выходе из турбины

коробке. Рабочие лопатки первой и последующих ступеней расположены на дисках, откованных заодно с валом. После рабочих лопаток первой ступени пар поступает к соплам второй ступени, расположенным в диафрагме. Диафрагмы второй, третьей и четвертой ступеней установлены в пазах корпуса турбины. Для уменьшения протечек пара через зазор между валом и диафрагмой в паз расточки диафрагмы устанавливается диафрагменное уплотнение. На рис. 4.1 показано также распределение вдоль оси турбины давления  $p$  и крутящего момента  $M$  на валу. Давление пара уменьшается в каждой ступени немного. В активных ступенях это снижение давления осуществляется преимущественно в каналах сопловых лопаток. Крутящий момент на валу от ступени к ступени увеличивается за счет суммирования крутящих моментов, создаваемых паровым потоком в каждой ступени. Через правый конец вала от турбины к приводимой

машине передается мощность, определяемая моментом  $M$  на валу и угловой скоростью ротора  $\omega$ :

$$N = M\omega.$$

Через левый конец вала передается небольшой крутящий момент  $\Delta M$  для привода масляного насоса, если он расположен в корпусе переднего подшипника, и на преодоление момента трения в этом подшипнике.

Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для турбины, состоящей из четырех активных ступеней, представлен на рис. 4.2. По мере расширения пара от ступени к ступени давление его уменьшается, а удельный объем увеличивается. В результате этого длина сопловых и рабочих лопаток вдоль проточной части также увеличивается. Интенсивность возрастания высоты лопаток определяется значениями соответствующих чисел  $M$  для ступени. С увеличением числа  $M$  интенсивность возрастания высот лопаток повышается. При числах  $M$ , близких к нулю (приближение к условиям течения несжимаемой жидкости), высоты лопаток практически не изменяются вдоль проточной части.

Если многоступенчатая турбина составляется из реактивных ступеней, то сопловые лопатки располагаются непосредственно в корпусе турбины (рис. 4.3). Применение в этом случае диафрагменной конструкции привело бы к большим осевым усилиям на диски ротора и затруднило бы уравнивание этих усилий на роторе, в особенности

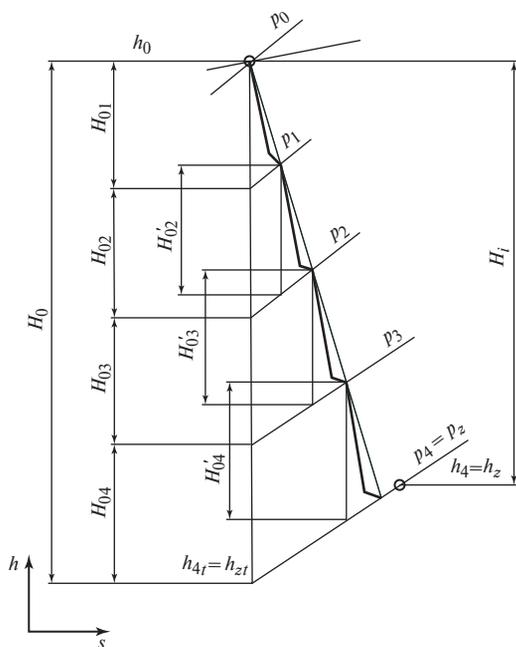


Рис. 4.2. Процесс в  $h, s$ -диаграмме для многоступенчатой турбины

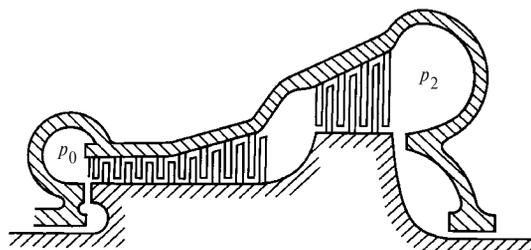


Рис. 4.3. Схема проточной части реактивной многоступенчатой турбины

в условиях переменного режима работы турбины и износа диафрагменных уплотнений и уплотнений рабочих лопаток.

Второй отличительной особенностью турбин реактивного типа является увеличение числа ступеней по сравнению с турбинами активного типа при одинаковом располагаемом теплоперепаде  $H_0$ .

При большом числе ступеней в турбине конструктивно не удастся разместить их в одном корпусе. Поэтому современные конденсационные турбины большой мощности выполняют в нескольких корпусах.

Многоступенчатые турбины имеют ряд преимуществ перед одноступенчатыми.

1. В многоступенчатой турбине за счет уменьшения теплоперепада, приходящегося на одну ступень, легко получить оптимальное отношение скоростей  $u/c_\phi$ , а следовательно, высокий КПД. Чем больше ступеней в турбине, тем меньше теплоперепад на каждой ступени, меньше и скорости  $c_\phi$  и  $u$ . Очевидно, что с увеличением числа ступеней уменьшаются безразмерные скорости потока  $M$  в решетках ступени.

2. В многоступенчатой турбине с увеличением числа ступеней высота сопловых и рабочих лопаток во всех ступенях турбины увеличивается. Действительно, из формулы для высоты сопловых

лопаток  $el_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1\phi}}$  следует, что увеличение  $l_1$

связано с уменьшением среднего диаметра ступени  $d$  и увеличением площади сопловой решетки  $F_1$ . Средний диаметр ступени уменьшается, так как с возрастанием числа ступеней уменьшается теплоперепад ступени и, следовательно, уменьшается окружная скорость лопаток  $u$ . Площадь  $F_1$  увеличивается, так как уменьшается скорость пара в сопловых лопатках. Увеличение высоты сопловых и рабочих лопаток при этом приводит к снижению концевых потерь в решетках ступени и протечек пара через зазоры по бандажу и по корню рабочих лопаток.

В турбинах небольшой мощности с парциальным подводом пара с увеличением числа ступеней и уменьшением их диаметров появляется возможность увеличить степень парциальности и соответственно уменьшить потери от парциального подвода пара.

3. В многоступенчатой турбине энергия выходной скорости предыдущей ступени используется в сопловых лопатках последующей. Эта энергия выходной скорости повышает располагаемую энергию последующей ступени. Как указывалось в гл. 2, относительный лопаточный КПД промежуточной ступени определяется по формуле  $\eta_{о.л} = 1 - \xi_c - \xi_p$ . Таким образом, в промежуточных ступенях многоступенчатой турбины потери энергии с выходной скоростью равны нулю. Энергия выходной скорости теряется только в последней ступени турбины и в ступенях, предшествующих объемной камере в проточной части турбины, например в регулирующей ступени, в ступени перед камерой отбора пара и т.п. В этих ступенях  $\kappa_{в.с} = 0$ .

4. В многоступенчатой турбине тепловая энергия потерь предыдущих ступеней частично используется для выработки полезной энергии в последующих ступенях за счет явления возврата теплоты в турбине (см. § 4.2).

5. Конструкция многоступенчатой турбины позволяет осуществить отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды и промежуточный перегрев пара, которые существенно повышают абсолютный КПД паротурбинной установки.

Из недостатков многоступенчатой турбины следует отметить два основных.

1. С увеличением числа ступеней возрастают сложность конструкции и стоимость изготовления турбины. Однако для энергетических турбин усложнение конструкции и повышение стоимости их изготовления оправдываются повышением КПД турбины и турбинной установки.

2. В многоступенчатой турбине возникают повышенные потери от утечек пара как в переднем концевом, так и в диафрагменных уплотнениях. Перед передним концевым уплотнением давление пара тем выше, чем больше ступеней в турбине. В одноступенчатой турбине утечки через диафрагменные уплотнения отсутствуют.

Следует иметь в виду, что в состав турбины входят стопорные и регулирующие клапаны, устанавливаемые перед турбиной, а также перед частью среднего давления в турбинах с промежуточным перегревом пара. В этих клапанах течение пара сопровождается гидравлическими потерями энергии, которые приводят к снижению КПД турбины. В состав турбины входят также перепускные паро-

проводы между корпусами турбины (ресиверы), выходной патрубков. Процесс течения пара в них также сопровождается потерями энергии, которые снижают общий КПД турбины.

#### 4.2. КОЭФФИЦИЕНТ ВОЗВРАТА ТЕПЛОТЫ

Одним из преимуществ многоступенчатой турбины является использование части потерь энергии предыдущих ступеней для получения полезной работы в последующих ступенях. Потери энергии в ступени переходят в теплоту и повышают энтальпию пара за ступенью. В области перегретого пара это приводит к повышению температуры пара за ступенью, а в области влажного пара к увеличению степени сухости пара  $x$ . За счет повышения температуры или степени сухости пара теплоперепад ступени увеличивается по сравнению с теплоперепадом этой ступени, отсчитанным по основной изоэнтропе идеального расширения пара в турбине, т.е. на рис. 4.2  $H'_{02} > H_{02}$ ,  $H'_{03} > H_{03}$  и т.д. Это повышение теплоперепадов, как известно, вызывается расхождением изобар в  $h, s$ -диаграмме в направлении увеличения энтропии.

Таким образом, если суммировать теплоперепады ступеней  $H'_{01}, H'_{02}, H'_{03}$  и т.п., то их сумма окажется больше теплоперепада турбины по основной изоэнтропе  $H_0$ , т.е.

$$\sum_{j=1}^z H'_{0j} - H_0 = Q. \quad (4.1)$$

Здесь  $Q$  — возвращенная теплота потерь энергии ступеней, которая увеличивает располагаемую энергию ступеней многоступенчатой турбины по сравнению с одноступенчатой.

Подсчитаем внутренний относительный КПД многоступенчатой турбины в предположении, что она состоит из ступеней с одинаковым КПД  $\eta_{oi}^{ст}$ :

$$\begin{aligned} \eta_{oi} &= \frac{H_i}{H_0} = \frac{\sum_{j=1}^z H_i^{(j)}}{H_0} = \frac{\sum_{j=1}^z H'_{0j} \eta_{oi}^{ст}}{H_0} = \\ &= \eta_{oi}^{ст} \frac{H_0 + Q}{H_0} = \eta_{oi}^{ст} (1 + q_i). \end{aligned} \quad (4.2)$$

Здесь  $q_i = Q/H_0$  — коэффициент возврата теплоты.

Величину  $Q$  представим в виде

$$Q = \sum_{j=1}^z H'_{0j} - \sum_{j=1}^z H_{0j} = \sum_{j=1}^z (H'_{0j} - H_{0j}),$$

где  $H_{0j}$  — изоэнтروпийный теплоперепад  $j$ -й ступени по основной изоэнтропе расширения;  $H'_{0j}$  — изоэнтропийный теплоперепад  $j$ -й ступени, отсчитываемый от начальной точки на кривой действительного процесса расширения (см. рис. 4.2). Тогда

$$q_t = \frac{\sum_{j=1}^z (H'_{0j} - H_{0j})}{\sum_{j=1}^z H_{0j}}. \quad (4.3)$$

Из (4.2) и (4.3) видно, что за счет явления возврата теплоты внутренний относительный КПД турбины повышается по сравнению с внутренним относительным КПД одиночной ступени. Это увеличение КПД определяется коэффициентом возврата теплоты, который обычно изменяется в пределах от 0,02 до 0,10 в зависимости от  $H_0$ , числа ступеней и КПД.

Для турбины, процесс в  $h, s$ -диаграмме и число ступеней которой известны, коэффициент возврата легко определяется непосредственным суммированием теплоперепадов по (4.1) и (4.2). В некоторых случаях требуется оценить коэффициент возврата теплоты до проведения детального расчетного процесса в турбине или в многоступенчатом отсеке турбины. Например, для определения числа ступеней в отсеке при известных из предварительных расчетов параметрах средней ступени ( $H_{0cp}$  и  $\eta_{oi}^{ct}$ ) используется очевидное соотношение

$$z = \frac{H_0}{H_{0cp}} (1 + q_t), \quad (4.4)$$

где  $q_t$  как раз учитывает увеличение суммарного теплоперепада отсека за счет эффекта возврата теплоты.

Для приближенных оценок существует ряд методов расчета коэффициента возврата теплоты турбины. Все они основаны на приближенной оценке суммы  $\sum_{j=1}^z H'_{0j}$ , входящей в (4.3). Не останавливаясь на подробностях, приведем одну из приближенных формул

$$q_t = \frac{(1 - \eta_{oi}^{ct})(1 - T_{zt}/T_0)(z - 1)}{z(1 + T_{zt}/T_0) - (1 - T_{zt}/T_0)}, \quad (4.5)$$

где  $T_{zt}$  — абсолютная температура в конце изоэнтропийного процесса в рассматриваемом отсеке;  $T_0$  — абсолютная температура перед отсеком;  $z$  — число ступеней в отсеке.

Формула (4.5) применима как для перегретого, так и для влажного пара. Температура  $T_{zt}$  должна быть определена по  $h, s$ -диаграмме или по таблицам для водяного пара. Для отсека в перегретом паре можно для расчета  $T_{zt}$  использовать соотношение для идеального газа. На рис. 4.4 зависимость (4.5) представлена графически. Применение зависимости (4.5) рассмотрим на примере.

**Пример 4.1.** Требуется рассчитать коэффициент возврата теплоты для отсека высокого давления турбины СКД при следующих исходных данных:

давление в камере регулирующей ступени

$$p_{p.c} = p_0 = 16,46 \text{ МПа};$$

давление за последней ступенью отсека

$$p_z = 3,51 \text{ МПа};$$

средний КПД ступени  $\eta_{oi}^{ct} = 0,86$ ;

число нерегулируемых ступеней в отсеке  $z = 10$ .

**Решение.** Отношение температур  $T_{zt}/T_{p.c}$  ( $T_{p.c} = T_0$  — температура в камере регулирующей ступени) найдем по формуле для изоэнтропийного процесса:

$$\frac{T_{zt}}{T_0} = \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{3,51}{16,46}\right)^{\frac{0,3}{1,3}} = 0,700.$$

Для перегретого пара принимаем  $k = 1,3$ . По графику рис. 4.4 при  $z = 10$ ,  $T_{zt}/T_0 = 0,7$  находим

$$\frac{q_t}{1 - \eta_{oi}^{ct}} = 0,16, \quad q_t = (1 - 0,86) \cdot 0,16 = 0,022.$$

Рассчитаем коэффициент возврата теплоты для ЧВД турбины АЭС К-1000-5,9/3000 ЛМЗ. Процесс расширения происходит полностью в области влажного пара. Заданы следующие условия: давление пара перед первой ступенью  $p_0 = 5,76$  МПа; температура пара (равная температуре насыщения при давлении  $p_0$ )  $t_0 = t_s = 273$  °С,

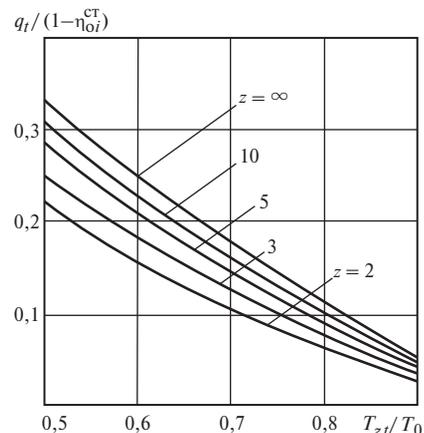


Рис. 4.4. Коэффициент возврата теплоты

$T_0 = 273 + 273 = 546$  К; давление за последней ступенью ЧВД  $p_z = 0,6$  МПа; температура за последней ступенью (равная температуре насыщения при давлении  $p_z$ )  $t_{zt} = t_s = 158,8$  °С,  $T_{zt} = 158,8 + 273 = 432$  К.

По данным теплового расчета ступеней известны значения  $\eta_{oi}^{ct}$ :

для первой ступени  $\eta_{oi}^{ct} = 0,842$ ;

для последней пятой ступени  $\eta_{oi}^{ct} = 0,781$ .

Средний КПД ступеней отсека  $\eta_{oi}^{ct} = 0,5(0,842 + 0,781) = 0,81$ . Число ступеней в ЦВД  $z = 5$ .

Находим отношение

$$T_{zt}/T_0 = 432/546 = 0,791.$$

По формуле (4.5) имеем

$$q_t = 0,19 \frac{0,209 \cdot 4}{5 \cdot 1,791 - 0,209} = 0,0182.$$

Из примера следует, что возвращенная теплота как в ЦВД турбин сверхкритических параметров, так и в ЧВД влажно-паровых турбин составляет около 2 %.

### 4.3. КОНСТРУКЦИИ УПЛОТНЕНИЙ

Надежность работы турбины в существенной степени зависит от конструктивного выполнения уплотнений. В многоступенчатой турбине лабиринтные уплотнения используются в качестве концевых и диафрагменных. Кроме того, в проточной части ступеней турбины выполняют периферийные уплотнения по бандажу и уплотнения у корня рабочих лопаток. Важным для эффективной работы любого лабиринтного уплотнения является конструктивное оформление элементарной ступеньки уплотнения: щели, образованной уплотнительным гребнем, и последующей расширительной камеры. Необходимо, чтобы кинетическая энергия струи, вытекающей из щели, полностью гасилась в расширительной камере. Выполнение этого требования обеспечивает при прочих равных условиях минимальный расход пара через уплотнение.

Как указывалось в § 3.2, для снижения расхода пара через уплотнение необходимо увеличивать число щелей в уплотнении  $z$ . Поэтому на заданной длине уплотнения стремятся разместить возможно больше гребней (щелей), но так, чтобы расширительная камера имела достаточные размеры для полного гашения кинетической энергии потока после щели.

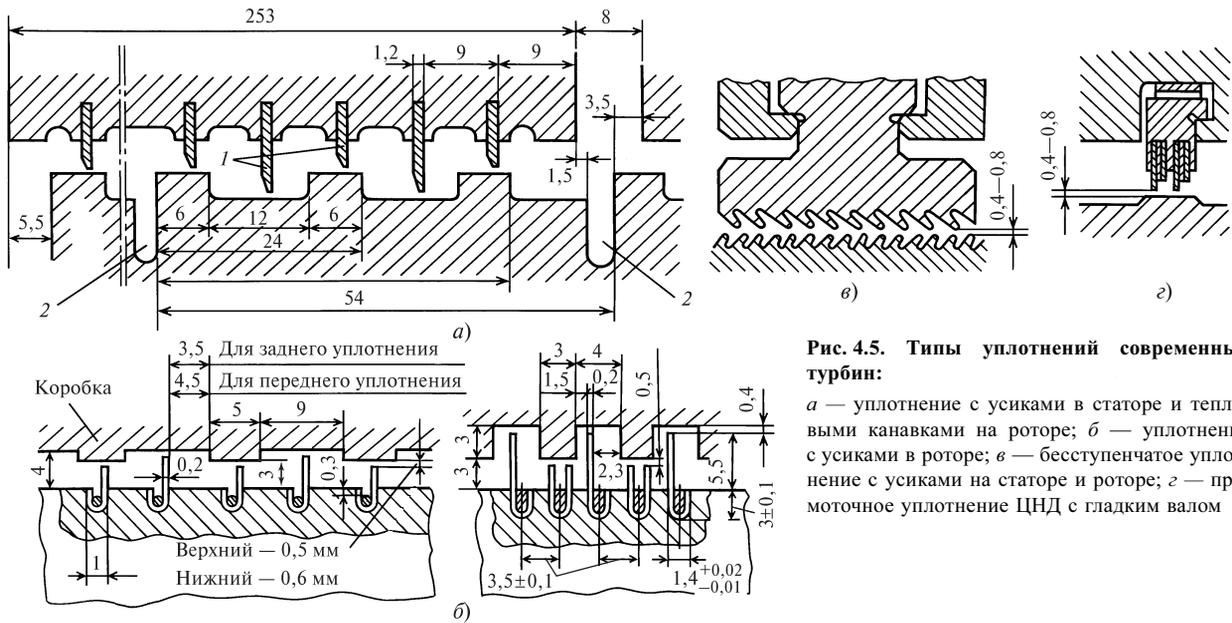
Наиболее эффективно снижают расход пара в уплотнении малые зазоры по уплотнительному гребню между статором и ротором. Однако при очень малых зазорах возможны задевания ротора о

статор. При задевании в месте одностороннего касания гребня, расположенного на статоре (см. рис. 3.21), выделяется теплота, при этом разогреваются периферийные слои металла ротора. В результате теплового расширения металла в месте касания возникает прогиб ротора в сторону, где происходит нагрев его, при этом задевание усиливается, разогрев и прогиб ротора нарастают. Вследствие деформации ротора возникают напряжения сжатия в области задевания, которые при интенсивном разогреве могут превзойти предел текучести металла, и в роторе возникнут остаточные деформации сжатия. После остановки и остывания ротор получит прогиб, направление которого противоположно области задевания на роторе. Ротор, получивший остаточный прогиб, придется подвергать правке — сложной операции, осуществляемой в заводских условиях.

Для того чтобы исключить возможность тяжелых последствий задеваний в уплотнениях, связанных с остаточным прогибом ротора, в концевых и диафрагменных уплотнениях современных турбин применяют некоторые конструктивные особенности. В тех случаях (рис. 4.5, а), когда уплотняющие гребни 1 расположены на статоре, на роторе выполняют тепловые канавки 2. При задеваниях термические удлинения волокон ротора вдоль оси на участке между тепловыми канавками происходят относительно свободно, не вызывая прогиба вала и остаточных деформаций. Другим способом является выполнение конструкции уплотнения с тонкими усиками (гребнями), закатанными в ротор (рис. 4.5, б). В этом случае передача теплоты трения от места касания к ротору затруднена, так как теплопроводность тонкого усика относительно мала.

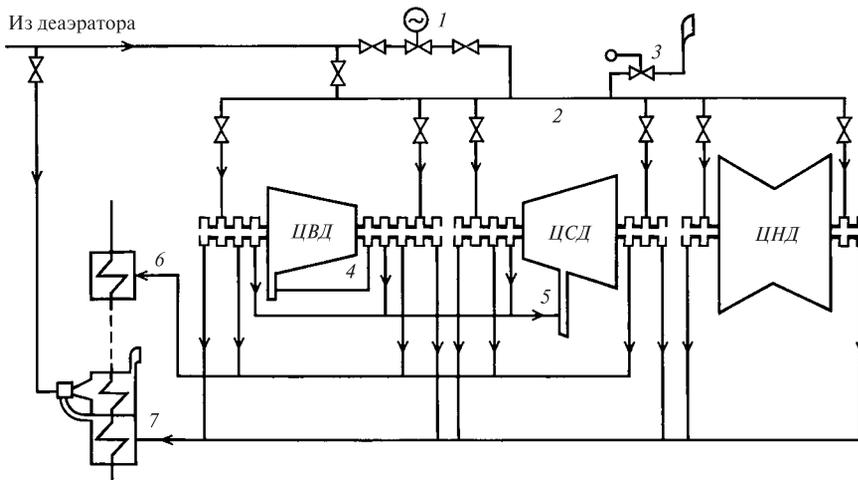
Если осевые перемещения ротора относительно статора велики (например, в ЦНД мощных турбин), применяют или прямоточные уплотнения, когда вал выполняется гладким, без ступенек, а гребни располагаются на статоре (рис. 4.5, в), или уплотнения с наклонными гребнями, расположенными как на статоре, так и на роторе (рис. 4.5, г). Для уменьшения коэффициента расхода в этом уплотнении усики наклонены в направлении, противоположном потоку пара. Уплотнения типов, изображенных на рис. 4.5, в и г, допускают значительные осевые перемещения ротора относительно статора, достигающие 30—35 мм, в то время как уплотнения ступенчатого типа (рис. 4.5, а и б) допускают осевые перемещения, ограниченные размерами впадины, в которой располагается гребень уплотнения.

Такие конструктивные особенности концевых уплотнений, как число отсеков, число камер отвода или подвода пара к уплотнению, зависят от организации потоков пара в концевых уплотнениях. Рассмотрим организацию потоков пара в концевых



**Рис. 4.5. Типы уплотнений современных турбин:**

*a* — уплотнение с усиками в статоре и тепловыми канавками на роторе; *б* — уплотнение с усиками в роторе; *в* — бесступенчатое уплотнение с усиками на статоре и роторе; *г* — прямочное уплотнение ЦНД с гладким валом



**Рис. 4.6. Схема уплотнений турбины К-200-12,8:**

*1* — регулятор подачи пара на уплотнения; *2* — коллектор уплотняющего пара; *3* — предохранительный клапан; *4* — отсос пара во второй отбор; *5* — отсос пара в четвертый отбор; *6* — отсос пара в сальниковый подогреватель; *7* — отсос пара из концевых камер в сальниковый подогреватель с эжектором

лабиринтных уплотнениях на примере конденсационной паровой турбины К-200-12,8 (рис. 4.6). Концевые уплотнения всех цилиндров турбины разделены на отсеки, между которыми образованы камеры для отвода или подвода пара к уплотнению. Наибольшее число отсеков имеет переднее концевое уплотнение ЦВД. После первого отсека этого уплотнения пар отводится в выходной трубопровод ЦВД, что дает возможность использовать энергию пара в последующих ступенях турбины. Пар из камер после второго отсека переднего уплотнения ЦВД и первых отсеков заднего уплотнения ЦВД, а также переднего уплотнения ЦСД отводится в четвертый регенеративный отбор, пар из следующих отсеков уплотнений ЦВД и ЦСД отводится в саль-

никовый подогреватель системы регенерации. Крайние камеры всех концевых уплотнений соединены с паровым пространством сальникового подогревателя, в котором с помощью эжектора поддерживается небольшое разрежение (абсолютное давление равно 0,095—0,098 МПа). В крайних камерах всех уплотнений разрежение поддерживается для того, чтобы исключить выход пара из уплотнений в помещение машинного зала и защитить близко расположенные корпуса подшипников от попадания в них пара. В турбинах выпуска довоенных или первых послевоенных лет пар из крайних камер уплотнений направлялся через вестовые трубы в помещение машинного зала. В камеры, соседние с крайними, во все концевые уплотнения

подводится пар из деаэратора от общего коллектора, в котором регулятором поддерживается небольшое избыточное давление 10—20 кПа (0,1—0,2 кгс/см<sup>2</sup>). Для концевых уплотнений, перед которыми давление в турбине ниже атмосферного, небольшое избыточное давление в этих камерах необходимо, чтобы исключить присосы воздуха из атмосферы в турбину. Поэтому пар, поступающий в эти камеры, называют уплотняющим. В концевых уплотнениях ЦВД и переднем ЦСД пар, поступающий из коллектора 2, обеспечивает охлаждение ротора для снижения температуры шейки ротора и подшипника.

В турбинах АЭС пар может быть радиоактивным, и поэтому в камеры концевых уплотнений, соседние с крайними, подается нерадиоактивный пар из специального котла или испарителя, что исключает возможность попадания радиоактивного пара в машинный зал.

Конструкцию уплотнений турбин рассмотрим на примере турбин УТЗ (рис. 4.7). В этих турбинах уплотнение образовано усиками, расположенными на статоре, а также выступами и впадинами прямоугольного сечения, выполненными на роторе. Усики на статоре располагают в уплотнительных кольцах, составленных из четырех или шести сегментов, заведенных в пазы обоймы 2. Выступы сегментов прижимаются к опорным выступам пазов с помощью плоских пружин 6, а также давлением пара, поступающего в полость паза через специальные отверстия или фрезерованные канавки со стороны высокого давления уплотнительного кольца. В осевом направлении уплотнительное кольцо прижимается также за счет перепада давления пара, в результате этого перетечки пара через паз практически исключаются.

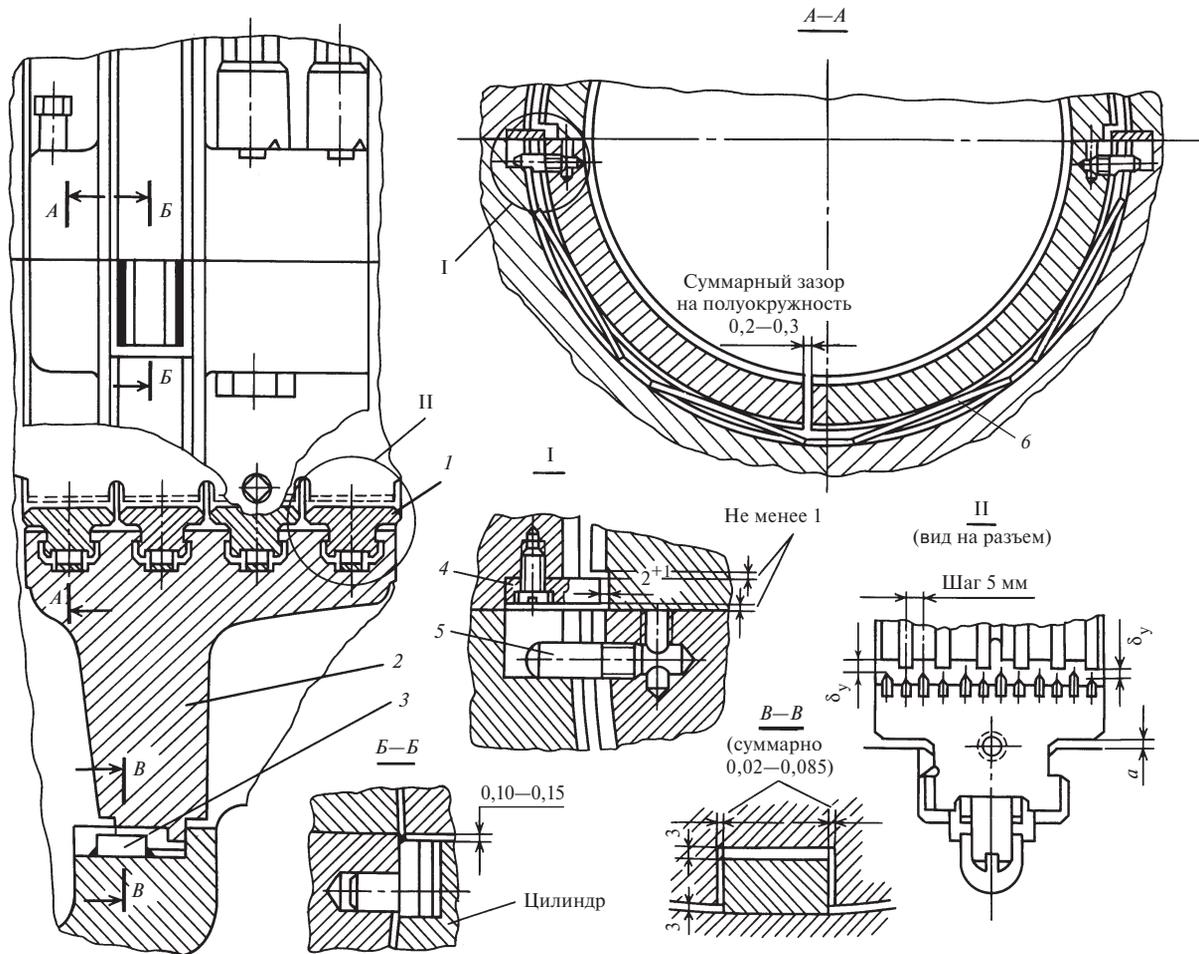


Рис. 4.7. Уплотнение:

1 — кольцо уплотнительное, состоящее из четырех сегментов; 2 — обойма уплотнительная из двух половин; 3 — шпонка радиальная; 4 — пластина стопорная; 5 — винт опорный; 6 — плоская пружина

Несколько уплотнительных колец, установленных в обойме, образуют отсек уплотнения. Между отсеками уплотнения, как указывалось, располагаются камеры для отвода или подвода пара к уплотнению в соответствии со схемой организации потоков пара (см., например, рис. 4.6). В зависимости от давления перед концевым уплотнением число камер в них составляет 2—5.

Установка обойм в корпусе турбины осуществляется так же, как и установка сопловых диафрагм. Центровка обойм осуществляется с помощью лапок (сечение  $B-B$ ) и шпонок (сечение  $B-B$ ). Установка обойм в осевом направлении определяется положением усиков относительно канавок на роторе из условия отсутствия задеваний усиков о стенки канавки при различных относительных тепловых расширениях ротора и статора.

Усики сегментов уплотнений для рассматриваемой конструкции закрепляются зачеканкой по всей дуге сегмента. Для того чтобы усилия на усики при задеваниях были невелики, сегменты должны иметь возможность смещаться вдоль радиуса. При установке контролируется зазор  $a$ , который должен быть не менее 2 мм. Радиальные зазоры по усикам  $\delta_y$  зависят от диаметра уплотнения  $d_y$  и, как правило, равны  $\delta_y = (0,001 \dots 0,0015)d_y$ , т.е. 0,3—0,6 мм.

Материал уплотнительных усиков — латунь в зоне низких температур; монель-металл в зоне средних температур и нержавеющая сталь Х18Н9Т в зоне высоких температур. В турбинах АЭС, работающих на влажном паре, для уменьшения эрозионного износа детали уплотнений изготавливают из высокохромистых нержавеющих сталей или со специальными эрозионно устойчивыми покрытиями.

Конструкции периферийных и корневых уплотнений ступеней рассмотрены в гл. 3.

#### 4.4. ЭРОЗИЯ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

В паровых турбинах ударному эрозионному износу подвержены рабочие лопатки последних и предпоследних ступеней конденсационных турбин. В местах, где поток пара с повышенным содержанием влаги имеет высокую скорость, в особенности в ЦВД турбин АЭС, работающих на влажном паре, наблюдается износ от щелевой эрозии корпусов, обойм, диафрагм, арматуры и других деталей.

Эрозионный износ рабочих лопаток при ударах капель влаги о поверхность входных кромок лопаток (см. рис. 3.31) проявляется вначале в появлении шероховатости поверхности, затем на поверхности образуются углубления, кратеры, язвы, искажается форма профиля лопаток. При длительной работе возможно постепенное полное разрушение

верхней части рабочей лопатки. В результате снижаются механическая прочность эродированных лопаток и КПД ступени.

Механизм эрозионного износа рабочих лопаток связан в основном с усталостным разрушением материала лопаток вследствие высоких механических напряжений, которые возникают при ударе капли влаги о поверхность лопатки. Давление при соударении капли с поверхностью лопатки может быть определено на основе уравнения гидравлического удара Н.Е. Жуковского по формуле

$$p = \alpha \rho_{\text{вл}} w_{\text{вл}} a_{\text{вл}},$$

где  $\rho_{\text{вл}}$  — плотность жидкости в канале;  $w_{\text{вл}}$  — скорость капли относительно поверхности лопатки;  $a_{\text{вл}}$  — скорость звука в жидкости;  $\alpha$  — коэффициент, изменяющийся в зависимости от скорости капли  $w_{\text{вл}}$  от 0,25 до 0,5; при  $w_{\text{вл}} > 150$  м/с  $\alpha = 0,5$ .

Ударное давление может достигать 310 МПа при скорости капли в момент соударения с лопаткой 300 м/с. Эта относительная скорость капли  $w_{\text{вл}}$  (см. рис. 3.31) достигается при окружных скоростях лопатки, немного превышающих значение  $u = 300$  м/с.

На эрозионный процесс кроме механических напряжений могут оказывать влияние коррозия металла, кавитация и т.п.

Различают три периода в развитии эрозионного износа лопаток (рис. 4.8): *I* — инкубационный период, когда в поверхностном слое материала накапливаются усталостные повреждения (образование и рост усталостных трещин); *II* — период интенсивной эрозии; *III* — период замедленного темпа эрозии. Продолжительность этих периодов зависит от влажности пара, дисперсности влаги, скорости капель в момент соударения с поверхностью лопатки. Замедление темпов эрозии в третьем периоде обусловлено демпфированием удара за счет влаги, находящейся в кавернах.

Распределение влаги в последних ступенях существенно неравномерное по радиусу, причем наибольшая влажность наблюдается в периферийных областях (см. рис. 3.33), поэтому эрозионному разрушению подвергается в первую очередь периферийная часть лопатки, занимающая приблизительно одну треть ее высоты.

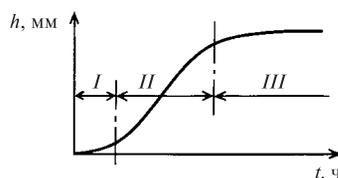


Рис. 4.8. Средняя глубина эрозионного разрушения в зависимости от времени работы лопатки

Для защиты рабочих лопаток от эрозионного разрушения используются следующие способы:

1) снижение влажности пара на выходе из турбины, которое достигается повышением температуры свежего пара, применением промежуточного перегрева пара, использованием выносных сепараторов в сочетании с промежуточным пароперегревателем для влажно-паровых турбин АЭС;

2) применение различных влагоулавливающих устройств в проточной части турбины (внутриканальная сепарация, влагоулавливающие устройства на периферии ступени, ступени-сепараторы);

3) увеличение осевых зазоров между соплами и рабочими лопатками, способствующее дроблению капель и снижению рассогласования скоростей влаги и пара (эти зазоры достигают 100—300 мм);

4) отказ от бандажных проволок, способствующих концентрации влаги;

5) применение продольных канавок на входной части спинки лопатки у периферии; влага в канавках демпфирует удары капель, и, кроме того, канавки способствуют сепарации влаги лопаткой;

6) применение эрозионно стойких материалов, упрочнение поверхности лопаток, использование защитных покрытий.

Для упрочнения входных кромок лопаток со стороны спинки к ним припаиваются серебряным припоем накладки, изготовленные из стеллита (рис. 4.9). Стеллит — сплав на кобальтовой основе, обладающий высокой твердостью и износостойкостью. Стеллитовые накладки состоят из нескольких частей по длине лопатки для того, чтобы при тепловых расширениях уменьшить скалывающие напряжения в шве между накладками и лопаткой.

В турбинах АЭС, работающих на радиоактивном паре, нельзя применять сплавы на кобальтовой основе по условиям радиационной безопасности. Поэтому на ряде заводов производят поверхность-

ную закалку входных кромок лопаток или обработку их поверхностей электроискровым методом.

Для повышения антиэрозионной стойкости рабочих лопаток турбин ТЭС и АЭС из титановых сплавов на ЛМЗ применяется комбинированная обработка их поверхности, состоящая из процесса имплантации ионов азота ( $N^+$ ) в поверхностный слой лопаток и последующего наносимого ионно-плазменным способом покрытия рабочих лопаток нитридом титана (TiN) толщиной 8—10 мкм;

7) уменьшение размера капель, так как эрозионный износ рабочих лопаток существенно зависит от размера капель и в действительности возникает при воздействии крупнодисперсной влаги с диаметром капель выше 10 мкм.

Размер капель оказывается тем меньше, чем выше теплоперепад ступени. Уменьшение размера капель можно получить при подогреве поверхности сопловых лопаток подачей обогревающего пара в полую сопловую лопатку. При этом уменьшение эрозии достигается за счет частичного испарения водяной пленки с поверхности сопловой лопатки и уменьшения размера капель влаги, срывающейся с поверхности сопловых лопаток.

Обогрев сопловых лопаток в целях снижения капельно-ударной эрозии применяется некоторыми передовыми фирмами — производителями паровых турбин.

Перечисленные способы защиты от эрозионного износа позволяют снизить степень эрозионного повреждения лопаток при окружных скоростях 560—600 м/с для стальных лопаток и до 660 м/с для титановых лопаток и степенях влажности за турбиной около 8 %, а при пониженных окружных скоростях и при влажности около 12—14 %.

#### 4.5. СЕПАРАЦИЯ ВЛАГИ В ТУРБИНЕ

Удаление влаги из проточной части турбины существенно снижает эрозионный износ лопаток и наряду с этим способствует уменьшению потерь энергии от влажности, т.е. повышению относительного внутреннего КПД ступеней. Как показывают опыты, удается удалить только крупнодисперсную влагу, которая составляет небольшую долю общего влагосодержания пара.

Все многообразие конструкций влагоудаляющих (сепарационных) устройств можно разделить на три группы, соответствующие следующим способам сепарации влаги в турбинах: периферийная сепарация в ступени, внутриканальная сепарация и внешняя сепарация в выносных сепарационных устройствах.

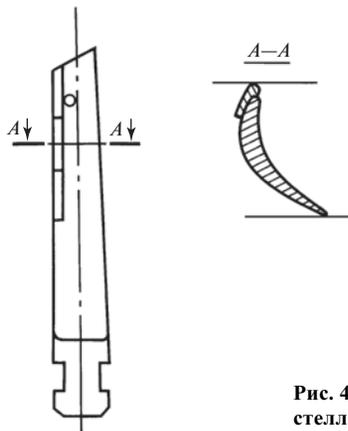
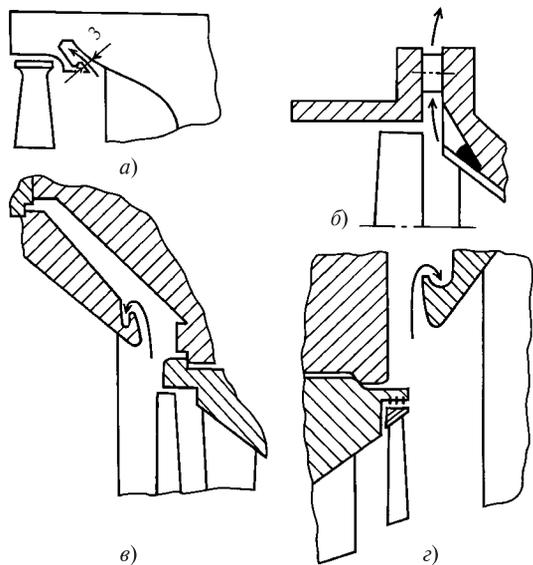


Рис. 4.9. Рабочая лопатка со стеллитовыми накладками

*Периферийная сепарация* — способ, при котором влага за счет инерционных сил отбрасывается к периферии ступени, где улавливается специальными камерами с влагозадерживающими выступами, и затем удаляется из проточной части турбины (рис. 4.10). Отвод влаги в область

пониженного давления сопровождается отсосом некоторого количества пара, что приводит к снижению КПД ступени. При периферийной сепарации влагоудаление осуществляется из зазора за сопловой решеткой (рис. 4.10, *а, б*) и с рабочих лопаток, а также из зазора за рабочими лопатками (рис. 4.10, *в, з*).



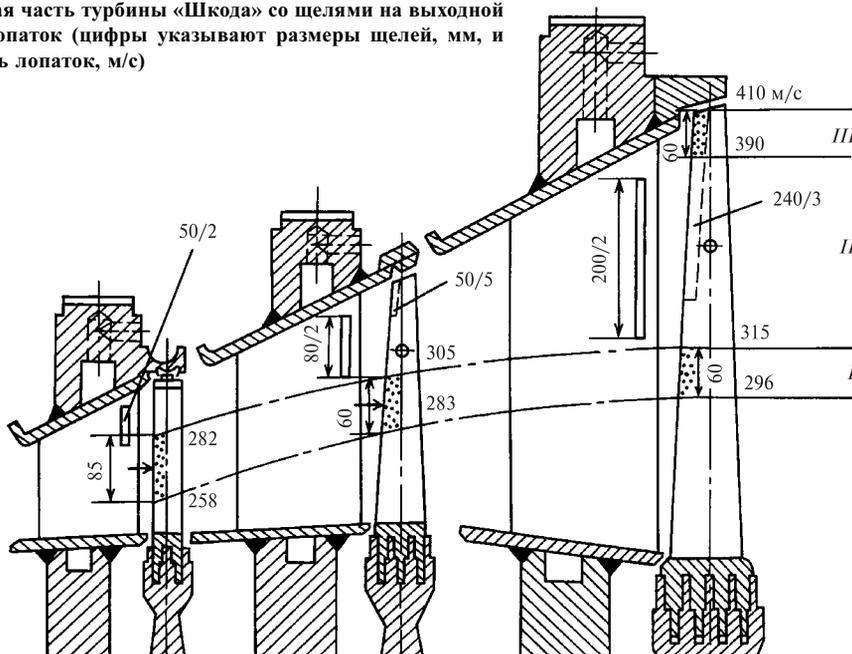
**Рис. 4.10.** Периферийная сепарация в ступенях влажного пара (ЦНД):

*а* — за соплами последней ступени (ЛМЗ); *б* — то же (ХТЗ); *в* — за рабочими лопатками промежуточной ступени (ХТЗ); *з* — то же (ЛМЗ)

Следует отметить, что окружная скорость крупнодисперсной влаги за рабочими лопатками, как правило, выше, чем перед ними. Поэтому эффективность влагоудаления за рабочими лопатками существенно выше, чем за сопловыми лопатками. На эффективность периферийной сепарации существенное влияние оказывает давление в потоке. Так, в ЦВД влажно-паровых турбин АЭС эффективность влагоудаления существенно ниже, чем в ЦНД, и, кроме того, снижение аэродинамического качества периферийной части ступени за счет влагоотводящих камер приводит к дополнительным потерям энергии. Поэтому в ЦВД турбин АЭС целесообразно организовывать влагоудаление за ступенями, где производится отбор пара на регенерацию. В ЦВД турбин АЭС эрозионного разрушения рабочих лопаток не наблюдается.

*Внутриканальная сепарация* — способ, при котором влага, концентрирующаяся на поверхностях лопаточного аппарата турбины за счет сепарации капель в криволинейных каналах решетки, отводится через специальные щели. Внутриканальную сепарацию обычно выполняют в сопловых лопатках (см. рис. 3.54 и 4.11). Щели, через которые отсасывается пленка, соединяют с областью

**Рис. 4.11.** Проточная часть турбины «Шкода» со щелями на выходной части сопловых лопаток (цифры указывают размеры щелей, мм, и окружную скорость лопаток, м/с)



низкого давления, например с конденсатором, через внутреннюю полость сопловой лопатки. Весьма эффективно располагать щель на выходной кромке сопл. В этом случае практически вся крупнодисперсная влага отводится через щель. При отсутствии сепарации пленка, достигая выходных кромок лопаток, дробится потоком пара на крупные капли, которые, ударяясь о рабочую лопатку, вызывают эрозионный износ и создают тормозной момент на роторе турбины.

Снижение эрозионного износа за счет внутрикапальной сепарации наглядно видно из опытов на турбине «Шкода» (рис. 4.11). В части рабочей лопатки, расположенной за щелью (зона II), эрозия практически не заметна, в зоне I, где концентрация влаги невелика, наблюдается небольшое эрозионное разрушение, в зоне III эрозия наиболее интенсивна.

*Внешняя сепарация* предполагает отвод из турбины всего потока пара к специальному сепаратору, который обычно располагается между ЦВД и ЦНД влажно-паровой турбины АЭС. Сепараторы отличаются небольшим гидравлическим сопротивлением и соответственно малыми скоростями движения пара при сепарации. Осаждение влаги в сепараторах осуществляется в различного типа жалюзийных каналах, а также в циклонных устройствах. В турбинах АЭС, как правило, сепараторы совмещаются с последующим пароперегревателем (СПП). После сепарации пар поступает в двухступенчатый пароперегреватель, где осуществляется его перегрев греющим паром двух давлений, отбираемым от турбины (первая ступень перегрева), и свежим паром (вторая ступень) до температуры, близкой к начальной температуре свежего пара. В некоторых случаях применяется одноступенчатый перегрев свежим паром, как, например, в турбине К-1000-5,9/50 ЛМЗ. В табл. 4.1 приведены основные параметры и характеристики СПП для АЭС.

#### 4.6. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РОТОР ТУРБИНЫ

Надежность работы турбины в большой мере зависит от работоспособности упорного подшипника, который воспринимает результирующее осевое усилие, действующее на ротор турбины. Осевое усилие зависит от распределения давления пара по поверхностям ротора. Для определения осевого усилия ротор обычно разделяют на участки. Характерным является участок ротора в пределах одной ступени. Рассмотрим расчет осевого усилия для участка ротора одной из промежуточных ступеней многоступенчатой турбины (рис. 4.12). От профильной части рабочих лопаток на ротор передается осевое усилие  $R_a^I$ , которое может быть определено по результатам теплового расчета ступени (см. § 2.3):

$$R_a^I = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2)\pi d l_2. \quad (4.6)$$

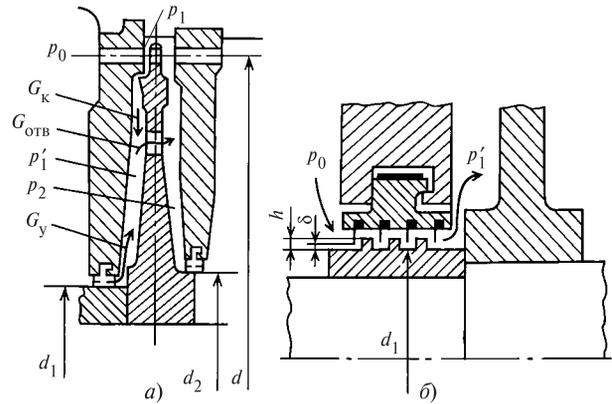


Рис. 4.12. К расчету осевого усилия в ступени турбины: а — схема проточной части активной ступени; б — схема диафрагменного уплотнения

Таблица 4.1. Основные параметры и характеристики сепараторов-пароперегревателей для АЭС

Характеристика	Тип				
	СПП-220*	СПП-220м	СПП-1000	СПП-500-1	СПП-1000-1
Тип реактора	ВВЭР-440	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	РБМК-1000	ВВЭР-1000
Тип турбины	К-220-4,3	К-220-4,3	К-1000-5,9/25	К-500-6,4	К-1000-5,9/50
Число на турбину, шт.	4	2	2	4	4
Давление пара на входе, МПа	0,30	0,30	1,13	0,33	0,57
Расчетная температура пара на выходе, °С	241	241	250	263	250
Давление греющего пара**, МПа	1,76/4,22	1,76/4,22	2,69/5,59	1,86/6,28	5,7
Масса аппарата, т	80	107,5	128	118	153

\* Гладкие трубы.

\*\* В числителе приведены данные для первой ступени, в знаменателе — для второй.

Здесь разность давлений  $p_1 - p_2$  зависит от степени реактивности ступени. Чем выше степень реактивности ступеней турбины, тем больше осевое усилие  $R_a^I$ . Составляющая, связанная с разностью осевых проекций скоростей  $c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2$ , для чисел  $M_{1t} < 0,7$ , как правило, близка к нулю, и поэтому ею часто пренебрегают.

Вторая составляющая осевого усилия в ступени передается на ротор от кольцевой части полотна диска, расположенной между корневым диаметром  $d_k = d - l_2$  и диаметром ротора под диафрагменным уплотнением  $d_2$  (рис. 4.12):

$$R_a^{II} = (p'_1 - p_2) \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_2^2). \quad (4.7)$$

Здесь давление  $p'_1$  между диафрагмой и диском зависит от соотношения трех расходов: диафрагменной протечки  $G_y$ , корневой протечки  $G_k$  и протечки через разгрузочные отверстия  $G_{отв}$ . Разность давлений  $p'_1 - p_2$  пропорциональна разности давлений перед и за рабочими лопатками:

$$p'_1 - p_2 = k(p_1 - p_2).$$

Значение  $k$  может быть найдено из уравнения баланса расходов для камеры перед диском

$$G_y = \mp G_k + G_{отв}. \quad (4.8)$$

При определении расходов  $G_y$ ,  $G_k$ ,  $G_{отв}$  в соответствующие формулы вводят коэффициенты расхода  $\mu_y$ ,  $\mu_k$  и  $\mu_{отв}$ , а также площади зазоров в диафрагменном и корневом уплотнениях  $F_y$  и  $F_k$  и площадь сечений разгрузочных отверстий  $F_{отв}$ . От значений этих коэффициентов и размеров площадей существенно зависит давление перед диском  $p'_1$ . Если, например, при эксплуатации турбины увеличивается зазор в диафрагменном уплотнении (износ уплотнительных гребней при задеваниях ротора о статор), то увеличивается протечка  $G_y$  и соответственно растут давление перед диском  $p'_1$  и осевое усилие на полотно диска.

Разгрузочные отверстия позволяют снизить перепад давления  $p'_1 - p_2$ , действующий на полотно диска, по сравнению с перепадом  $p_1 - p_2$ , действующим на рабочие лопатки. Хорошее скругление входных кромок разгрузочных отверстий увеличивает коэффициент расхода  $\mu_{отв}$  и снижает разность давлений  $p'_1 - p_2$ . В дисках последних ступеней, где абсолютные значения осевых усилий невелики, а механические напряжения высокие, разгрузочных отверстий, как правило, не выпол-

няют, чтобы не создавать концентрации механических напряжений в дисках.

Третья составляющая осевого усилия в ступени действует на уступ ротора между диаметрами соседних диафрагменных уплотнений:

$$R_a^{III} = p'_1 \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4}. \quad (4.9)$$

Четвертая составляющая осевого усилия в ступени — усилие на выступы уплотнений (рис. 4.12, б) — запишется в виде

$$R_a^{IV} = 0,5(p_0 - p'_1) \pi d_1 h. \quad (4.10)$$

Здесь коэффициент 0,5 введен для учета того, что на выступ на роторе действует половина перепада давлений, приходящегося на каждую ступеньку уплотнения (выступ — впадина). Полное осевое усилие, действующее на ротор, находят суммированием всех составляющих в каждой ступени, а также усилий, действующих на уступы ротора, расположенные вне проточной части ступеней:

$$R = \sum_{i=1}^n R_a^{(i)},$$

где  $i$  — номер составляющей осевого усилия.

Для уменьшения осевого усилия  $R_{II}$ , передаваемого на упорный подшипник, применяют так называемый разгрузочный поршень, которым является первый отсек переднего концевого уплотнения с увеличенным диаметром уплотнительных щелей. На разгрузочном поршне создается усилие, направленное в противоположную сторону по отношению к потоку пара в ступенях турбины, частично или полностью уравновешивающее осевое усилие  $R$  (рис. 4.13):

$$R_{II} = R - R_{разгр}. \quad (4.11)$$

Усилие  $R_{разгр}$ , действующее на разгрузочный поршень, определяется перепадом давлений в камерах уплотнения перед и за разгрузочным поршнем и площадью, на которую действует этот перепад давлений. Для того чтобы обеспечить необходимое усилие на упорный подшипник  $R_{II}$  и соответственно  $R_{разгр}$ , необходимо увеличить  $d_x$  до значения, которое определяется из уравнения

$$R_{разгр} = \frac{\pi(d_x^2 - d_{01}^2)}{4} (p_1 - p_x). \quad (4.12)$$

Как правило, в турбинах активного типа разгрузочный поршень имеет небольшой диаметр, в турбинах же реактивного типа, где усилие  $R$  очень велико, разгрузочный поршень выполняется большого диаметра, сравнимого с диаметром ступеней турбины.

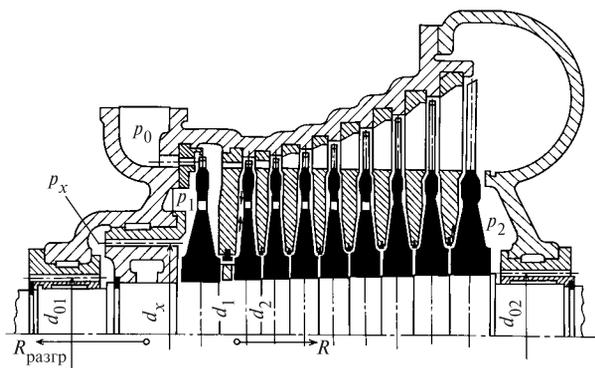


Рис. 4.13. Многоступенчатая турбина активного типа с разгрузочным поршнем (расчетная схема)

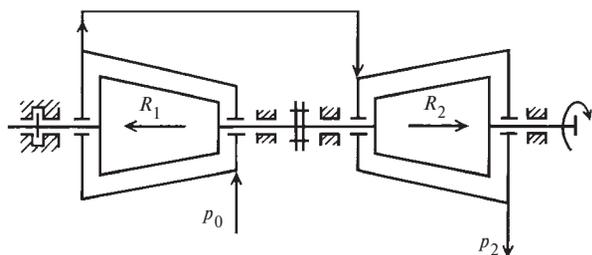


Рис. 4.14. Схема разгрузки упорного подшипника в двухцилиндровой турбине

В конденсационных турбинах без промежуточного перегрева пара уравнивание осевых усилий производится за счет противоположного направления потоков в соседних цилиндрах (рис. 4.14). При этом усилие на упорный подшипник равно разности усилий  $R_1$  и  $R_2$ , здесь  $R_1$  и  $R_2$  — осевые усилия, действующие на РВД и РСД соответственно.

В турбинах с промежуточным перегревом пара уравнивание этим способом при переходных режимах осуществлять нельзя, так как из-за большой инерционности парового объема трубопроводов промежуточного перегрева давление перед частью среднего давления турбины изменяется не одновременно с изменением давления перед частью высокого давления. Поэтому усилия  $R_1$  и  $R_2$ , взаимно уравниваясь в стационарных режимах работы, могут существенно отличаться друг от друга и создавать, таким образом, при переходных режимах недопустимо большое усилие на упорном подшипнике. По этой причине в турбинах с промежуточным перегревом пара роторы ЧВД и ЧСД должны быть уравновешены каждый индивидуально (в отдельности), например, разгрузочными поршнями в ЧВД и ЧСД или за счет противоположного направления осевых усилий в пределах каждого ротора. При этих условиях как ротор ЧВД, так и ротор ЧСД будут уравновешены в стационарных и

переходных режимах. Аналогичный принцип индивидуального уравнивания осевых усилий роторов используют и для турбин с регулируемым отбором пара. В турбинах с одним регулируемым отбором пара осевые усилия каждого из роторов зависят от расхода пара в ЧВД и ЧСД. При различных режимах работы турбины не может обеспечиваться взаимное уравнивание за счет жесткого соединения роторов, так как взаимно уравновешенные при одном соотношении расходов пара  $G_1$  и  $G_2$  роторы будут взаимно не уравновешены при другом соотношении расходов. В связи с этим роторы ЧВД и ЧСД уравниваются индивидуально. Для турбин с двумя регулируемым отборами пара уравниваются в отдельности роторы ЧВД, ЧСД и ЧНД.

На упорный подшипник турбины могут воздействовать также дополнительные осевые усилия от ротора приводимой машины (электрического генератора, воздухоудвки и т.п.). Как правило, эти усилия невелики. Существенное осевое усилие может возникать в кулачковых и пружинных муфтах, соединяющих роторы соседних цилиндров турбины. Эти муфты подвижны в осевом направлении, и каждый из соединяемых роторов имеет самостоятельный упорный подшипник.

Вследствие большой неопределенности реального усилия, действующего на упорный подшипник, и его зависимости от многих режимных и конструктивных причин обычно обеспечивают расчетное усилие  $R_{\text{п}}$  [по (4.11)] близким к нулю и при этом несущую способность подшипника (т.е. предельно допустимое усилие на подшипник) принимают значительной — достигающей 200—300 кН (20—30 тс).

В современных мощных турбинах используют только жесткие (глухие) муфты.

В процессе эксплуатации осевые усилия в турбине могут изменяться в результате изменения степени реактивности отдельных ступеней или же их групп, а также протечек пара в диафрагменных и надбандажных уплотнениях и т.д. Изменение степени реактивности ступеней часто является следствием таких причин, как неодинаковая степень заноса солями рабочих и сопловых лопаток (различная относительная толщина отложений в горловых сечениях этих лопаток), повреждение выходных кромок лопаток. Если площади горловых проходных сечений рабочих лопаток уменьшаются в большей степени, чем площади соответствующих сечений сопловых, то степень реактивности возрастает.

Изменение осевых усилий может возникнуть в результате больших скоростей перехода с одного режима на другой. При этом быстрое изменение температуры деталей ротора и статора приводит к изменению зазоров в уплотнениях и к соответствующему изменению осевых усилий.

## РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

## 5.1. ОСНОВЫ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

Главные конструктивные особенности турбины, ее проточной части определяются следующими факторами:

- 1) параметрами пара перед турбиной и давлением за ней;
- 2) мощностью турбины;
- 3) частотой вращения ротора;
- 4) наличием или отсутствием промежуточного перегрева пара;
- 5) наличием или отсутствием регулируемых отборов пара;
- 6) опытом и традициями турбинных заводов, имеющимся в их распоряжении парком станков по изготовлению деталей и узлов турбины;
- 7) требованиями эксплуатации: скоростью пуска и нагружения турбины, диапазоном изменения ее нагрузки и т.п.;
- 8) унификацией узлов и деталей турбины;
- 9) технологичностью конструктивных решений и связанными с ней трудозатратами на изготовление турбины;
- 10) ремонтпригодностью конструкции турбины, ее узлов и деталей.

При конструировании турбины обычно разрабатывают несколько вариантов ее выполнения. Критерием при отборе вариантов являются затраты на выработку единицы электроэнергии.

При конструировании и расчете проточной части турбины обычно бывают заданы следующие величины:

- 1) номинальная электрическая мощность турбогенератора  $N_3$ ;
- 2) начальные параметры пара  $p_0$  и  $t_0$ ;
- 3) параметры пара после промежуточного пароперегревателя  $p_{пп}$  и  $t_{пп}$  (если имеется промежуточный перегрев пара);
- 4) давление отработавшего пара  $p_2$  ( $p_k$ );
- 5) температура питательной воды на выходе из системы регенерации  $t_{п.в}$ ;
- 6) частота вращения ротора турбины  $n$ .

*Номинальной мощностью* турбины называют ту наибольшую мощность, которая может развиваться на зажимах электрического генератора в течение практически любого отрезка времени не только при номинальных параметрах пара, но и при их отклонениях от номинальных, оговоренных в технических условиях на поставку турбины (при снижении начального давления, ухудшении вакуума и т.п.). Наряду с номинальной мощностью для паровых турбин используют также понятие *максимальной мощности*, которая превышает номинальную мощность при отклонениях параметров пара от номинальных значений (например, углубление вакуума, повышение давления перед турбиной в допустимых пределах) и при отключении регенеративных подогревателей.

В качестве начальных параметров пара  $p_0$  и  $t_0$  принимают его давление и температуру перед стопорным клапаном турбины. Давление пара непосредственно за котлом выше давления перед стопорным клапаном за счет гидравлических потерь в паропроводе от котла до турбины; температура пара за котлом также выше температуры перед стопорным клапаном из-за потерь теплоты паропроводом.

Параметры пара после промежуточного пароперегревателя  $p_{пп}$  и  $t_{пп}$  указывают обычно по состоянию перед стопорными клапанами ЧСД. Давление промежуточного перегрева  $p_{пп}$  выбирают на основе экономических расчетов по минимуму затрат на выработку электрической энергии.

*Давлением отработавшего пара*  $p_2$  ( $p_k$ ) называют давление в выходном сечении выходного патрубка турбины. Для конденсационных турбин расчетное давление за турбиной  $p_k$  зависит от среднегодовой температуры охлаждающей воды, определяется оно также на основе технико-экономических расчетов по минимуму затрат на выработку электрической энергии.

Расчетную температуру питательной воды  $t_{п.в}$  выбирают по предварительной оценке экономичности всей станции. Если рассматривать экономичность только паротурбинной установки, то целесообразной температурой питательной воды является температура насыщения при давлении на входе в котел. Однако в этом случае КПД котла

снижается за счет повышения температуры уходящих газов. Температура  $t_{п.в}$  в зависимости от начального давления находится обычно в следующих пределах: при  $p_0 = 24,0$  МПа  $t_{п.в} = 265 \dots 275$  °С; при  $p_0 = 13,0$  МПа  $t_{п.в} = 230 \dots 235$  °С; при  $p_0 = 10,0$  МПа  $t_{п.в} = 215 \dots 220$  °С. Для турбин АЭС при давлениях  $p_0 = 4,4$  и  $6,0$  МПа выбирают  $t_{п.в} = 220 \dots 225$  °С.

Частота вращения ротора турбины определяется чаще всего частотой вращения приводимой машины. Для электрического генератора с двухполюсным ротором при частоте переменного тока 50 Гц частота вращения ротора турбины и генератора равна  $50 \text{ с}^{-1}$ . Если мощность турбины мала ( $N_3 \leq 4000$  кВт), частоту вращения ее ротора целесообразно выполнять повышенной, а между турбиной и генератором устанавливать понижающий частоту вращения редуктор.

Для турбин очень большой мощности ( $N_3 > 500 \dots 1000$  МВт) для сокращения числа цилиндров низкого давления целесообразно использовать частоту вращения  $n = 25 \text{ с}^{-1}$  при четырехполюсном роторе электрического генератора.

Приступая к расчету турбины, выбирают расчетную мощность, т.е. мощность, соответствующую наибольшей экономичности турбины  $N_3^{\text{ЭК}}$ . Для турбин, работающих в достаточно широком диапазоне изменения нагрузки, в качестве расчетной принимают мощность, равную  $0,8\text{—}0,9$  номинальной. Крупные турбины, которые предполагается эксплуатировать при полной их нагрузке в течение продолжительного времени, обычно имеют расчетную мощность, близкую к номинальной,  $N_3^{\text{ЭК}} = (0,9 \dots 1,0)N_3$ . Турбины для АЭС проектируются, как правило, при условии  $N_3^{\text{ЭК}} = N_3$ .

Далее выбирают тепловую схему паротурбинной установки — число регенеративных подогревателей, давление в деаэраторе, температуру питательной воды на выходе из подогревателей, параметры пара приводной турбины питательного насоса, давление промежуточного перегрева, для турбин АЭС — давление в промежуточном сепараторе и т.п. Для расчета тепловой схемы на основе статистических данных по экономичности турбин предварительно оценивают протекание процесса в  $h, s$ -диаграмме (см. § 5.3).

В результате расчета тепловой схемы определяют расходы пара во всех ступенях, а также расходы пара в регенеративных подогревателях. Кроме того, вычисляют другие тепловые характе-

ристики паротурбинной установки — удельный расход пара, удельный расход теплоты, КПД  $\eta_3$ .

Конструкция ступеней турбины, размеры элементов проточной части в большой степени зависят от объемного расхода пара — произведения массового расхода пара на его удельный объем  $Gv$ . От первых ступеней турбины к последним удельный объем пара значительно возрастает. Так, при параметрах пара  $p_0 = 23,5$  МПа и  $t_0 = 540$  °С удельный объем  $v$  в 2500 раз меньше удельного объема пара за последней ступенью турбины при  $p_k = 3,4$  кПа. Поэтому объемный расход пара в первых ступенях существенно меньше, чем в последних.

В связи с особенностями проектирования проточной части все ступени конденсационной турбины разделяют на четыре группы:

- 1) регулирующая ступень;
- 2) ступени малых объемных расходов пара (первые нерегулируемые ступени турбин небольшой мощности);
- 3) промежуточные ступени с относительно большим объемным расходом пара;
- 4) последние ступени, работающие в части низкого давления турбины при очень большом объемном расходе пара.

Регулирующая ступень — это первая ступень турбины при сопловом парораспределении. При дроссельном парораспределении регулирующая ступень в турбине отсутствует. Основной конструктивной особенностью регулирующей ступени является изменяющаяся степень парциальности при изменении расхода пара на турбину (см. § 6.3). В связи с этим сопла регулирующей ступени объединены в группы. К каждой группе сопел пар подводится через самостоятельный регулирующий клапан. При одном открытом клапане работает одна группа сопел, и поэтому ступень работает при малой степени парциальности. По мере открытия следующих регулирующих клапанов степень парциальности растет. При всех открытых регулирующих клапанах степень парциальности регулирующей ступени близка, но меньше единицы. Регулирующая ступень конструктивно отделена объемной камерой от последующих нерегулируемых ступеней. Эта камера необходима для растекания пара в окружном направлении, чтобы обеспечить подвод его к первой нерегулируемой ступени по всей окружности без существенных аэродинамических потерь энергии.

*Регулирующие ступени* выполняют как одновенечными, так и двухвенечными. Одновенечные активные регулирующие ступени обычно применяют для срабатывания сравнительно малых теплоперепадов — до  $80\text{—}120$  кДж/кг. Двухвенечные ступени применяют для срабатывания сравнительно высоких теплоперепадов —  $100\text{—}250$  кДж/кг.

Температурный перепад и соответственно тип регулирующей ступени выбирают с учетом следующих особенностей влияния регулирующей ступени на конструкцию и экономичность турбины.

1. Применение двухвенечной регулирующей ступени и, следовательно, большого теплоперепада  $H_0^{р.ст}$  приводит к сокращению числа нерегулируемых ступеней и снижению стоимости изготовления турбины. Однако в этом случае снижается КПД турбины при мощности, близкой к номинальной, так как экономичность двухвенечной регулирующей ступени существенно ниже, чем экономичность заменяемых нерегулируемых ступеней. Следует, однако, заметить, что потери энергии регулирующей ступени за счет явления возврата теплоты частично используются в последующих нерегулируемых ступенях. Поэтому при оценке снижения экономичности за счет регулирующей ступени необходимо учитывать явление возврата теплоты.

2. При большом теплоперепаде регулирующей ступени снижаются утечки пара через переднее концевое уплотнение, так как уменьшается давление в камере регулирующей ступени и, следовательно, перед передним концевым уплотнением. Этот эффект особенно заметен для турбин малой мощности, где относительная утечка велика.

3. Повышенный теплоперепад регулирующей ступени обеспечивает снижение температуры пара в камере регулирующей ступени и, следовательно, применение относительно дешевых низколегированных сталей для изготовления ротора и корпуса турбины.

В современных мощных турбинах в качестве регулирующей ступени применяют одновенечную ступень, так как преимущества повышенного теплоперепада по технико-экономическим расчетам не оправдываются.

В турбинах АЭС, работающих на насыщенном паре, лопатки регулирующей ступени часто аварийно разрушаются в связи с большими возмущающими усилиями при их вибрациях. Эти усилия обусловлены спецификой течения влажного пара в клапанах и соплах регулирующей ступени. Поэтому современные мощные турбины АЭС, работающие, как правило, при постоянной нагрузке, проектируют с дроссельным парораспределением.

Двухвенечные ступени находят применение в качестве регулирующих ступеней в турбинах малой мощности, а также в турбинах с противодавлением и в турбинах с регулируемым отбором пара.

*Первые нерегулируемые ступени* турбин небольшой мощности (ступени с малым объемным расходом пара) отличаются небольшими высотами сопловых и рабочих лопаток. Для повышения КПД

этих ступеней необходимо всеми возможными путями увеличивать высоту этих лопаток. Высоту сопловых лопаток можно определить по формуле, полученной на основе (3.1) и (3.2):

$$el_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 \pi d c_{1t} \sin \alpha_{13}}. \quad (5.1)$$

Для увеличения высоты лопаток первых ступеней используют следующие способы.

1. Применяют малые углы выхода потока из сопловой решетки:  $\alpha_1 = 11 \dots 12^\circ$  для активных и  $\alpha_1 = 14 \dots 15^\circ$  для реактивных ступеней. При этом необходимо иметь в виду, что профильные потери энергии в решетке с уменьшением углов выхода незначительно увеличиваются.

2. Применяют ступени с пониженным средним диаметром. В результате высоты сопловых лопаток увеличиваются как по причине уменьшения диаметра, так и по причине снижения скорости пара  $c_{1t}$ , связанного с этим уменьшением диаметра. Скорость уменьшается вследствие того, что отношение скоростей  $u/c_\phi$  должно сохраняться неизменным (оптимальным). Следует иметь в виду, что при применении небольших диаметров ступени снижается теплоперепад, срабатываемый ступенью, так как уменьшается скорость  $c_\phi$ . В результате этого увеличивается число ступеней турбины, повышается стоимость ее изготовления, турбину приходится выполнять многоцилиндровой, так как в одном корпусе можно разместить не более 18—22 активных ступеней.

3. В турбинах малой мощности, когда высота лопаток  $l_1 \leq 10 \dots 12$  мм, вводят парциальный впуск пара в первые нерегулируемые ступени.

4. В турбинах малой мощности повышают частоту вращения ротора. В этом случае повышение высоты лопаток не сопровождается увеличением числа ступеней, как это имеет место при уменьшении только диаметра ступени. Здесь окружная скорость не снижается, так как уменьшение диаметра компенсируется увеличением частоты вращения ротора. При неизменной окружной скорости остается постоянным и срабатываемый ступенью теплоперепад. Для энергетических турбин в этом случае необходим понижающий редуктор, так как ротор генератора имеет частоту вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ .

*Промежуточные ступени и первые нерегулируемые ступени* крупных турбин отличаются сравнительно большими объемными расходами пара, а следовательно, и относительно высокими рабочими и сопловыми лопатками, однако не предельной высоты. Поэтому для этих ступеней высокий КПД обеспечивается с меньшими трудностями, чем для ступеней с короткими лопатками. Не возникает

здесь и особых трудностей по обеспечению прочности лопаток, так как высота их меньше, чем в последних ступенях. Промежуточные ступени отличаются также меньшей веерностью, чем последние ступени, где отношение  $d/l$  составляет 2,5—3,0. Поэтому потери от веерности в промежуточных ступенях меньше, чем в последних.

## 5.2. ПРЕДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ОДНОПОТОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Последние ступени конденсационных турбин отличаются большими высотами сопловых и рабочих лопаток, так как эти ступени в турбине работают с наибольшим объемным расходом пара  $G_v$ . В связи с большой длиной рабочих лопаток последней ступени их механическая прочность находится на пределе. Другими словами, предельный расход пара, который можно пропустить через последнюю ступень, зависит от механической прочности рабочих лопаток последней ступени. Предельный расход пара, который можно пропустить через один поток ступеней низкого давления, определяет и предельную внутреннюю мощность однопоточной конденсационной турбины, которую приближенно подсчитывают по формуле

$$N_i = m G_k H_0 \eta_{oi}, \quad (5.2)$$

где  $G_k$  — расход пара в конденсатор однопоточной турбины;  $m$  — коэффициент, учитывающий выработку мощности потоками пара, направляемыми в регенеративные отборы. Коэффициент  $m$  зависит от параметров свежего пара, числа регенеративных отборов, температуры питательной воды. Значение коэффициента находится в пределах 1,1—1,3.

Расход пара  $G_k$  можно определить по уравнению неразрывности, записанному для сечения за рабочими лопатками последней ступени:

$$G_k = \pi d_2 l_2 c_2 \sin \alpha_2 / v_2, \quad (5.3)$$

где  $d_2$  — средний диаметр рабочих лопаток последней ступени;  $l_2$  — высота рабочих лопаток последней ступени;  $c_2$ ,  $v_2$  — осредненные скорость и удельный объем на выходе из каналов рабочих лопаток последней ступени.

Величина  $\Omega = \pi d_2 l_2$  составляет площадь, омеваемую рабочими лопатками, или аксиальную площадь выхода из рабочих лопаток последней ступени. При расчетном режиме работы, как правило, угол выхода потока в абсолютном движении  $\alpha_2 \approx 90^\circ$ . Поэтому уравнение неразрывности можно записать:

$$G_k = \Omega c_2 / v_2. \quad (5.4)$$

Из этого уравнения видно, что для повышения предельной мощности осевая площадь  $\Omega$  должна

выбираться максимально возможной. При заданной частоте вращения ротора максимальная площадь  $\Omega$  ограничивается прочностными свойствами и плотностью материала лопаток.

Растягивающие напряжения в длинных лопатках переменного поперечного сечения рассмотрены в § 14.2.

Максимальные растягивающие напряжения в опасном сечении рабочей лопатки определяются по формуле (14.12):

$$\sigma = \rho \omega^2 r_{cp} l k, \quad (5.5)$$

где  $\rho$  — плотность материала лопатки;  $l$  — длина профильной части лопатки;  $r_{cp} = d_c/2$ ;  $\omega = 2\pi n$  — угловая скорость ротора;  $k$  — коэффициент разгрузки, зависящий от отношения площадей периферийного  $F_{\Pi}$  и корневого  $F_k$  поперечных сечений лопатки, отношения  $\vartheta = d_c/l$  и от закона изменения площади сечения лопатки по ее длине. Значения  $k$  представлены на рис. 14.3. Для длинных лопаток обычно  $F_{\Pi}/F_k = 0,1 \dots 0,15$  и  $k = 0,35 \dots 0,45$ .

Учитывая, что для последней ступени  $r_{cp} = d_2/2$ ,  $l = l_2$ ,  $r_{cp} l = \Omega/(2\pi)$ , из (5.5) получаем

$$\sigma = \frac{k}{2\pi} \rho \omega^2 \Omega$$

или

$$\Omega = \frac{2\pi\sigma}{k\rho\omega^2}. \quad (5.6)$$

Подставляя в (5.2) величину  $G_k$ , выраженную из соотношений (5.4) и (5.6), получаем мощность однопоточной турбины

$$N_i = \frac{2\pi m \sigma}{k\rho\omega^2} \frac{c_2 H_0 \eta_{oi}}{v_2}. \quad (5.7)$$

Из этой формулы видно, что предельная мощность однопоточной турбины зависит от шести основных параметров:  $\sigma$ ,  $c_2$ ,  $H_0$ ,  $v_2$ ,  $n$ ,  $\rho$ .

Значение  $\sigma$  определяется допустимыми напряжениями на растяжение для материала лопатки. Для нержавеющей стали  $\sigma = 450$  МПа. Эти напряжения определяют предельную аксиальную площадь  $\Omega$ . Так, в соответствии с формулой (5.6) при  $n = 50 \text{ с}^{-1}$  предельное значение аксиальной площади равно около  $9 \text{ м}^2$  при  $k = 0,4$ . Совершенствуя марки сталей для лопаток последних ступеней, улучшая профилирование лопаток в целях снижения коэффициента  $k$ , можно увеличить предельную аксиальную площадь  $\Omega$ , а с ней и предельную мощность турбины.

Размеры рабочих лопаток последних ступеней ряда турбин представлены в табл. 5.1.

Таблица 5.1. Размеры рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин большой мощности

$n, \text{с}^{-1}$	$l_2, \text{мм}$	$d_2/l_2$	$\Omega, \text{м}^2$	$u_{\text{п}}, \text{м/с}$	Изготовитель
50	1200*	2,5	11,3	658	ЛМЗ
50	1080	2,73	10,0	633	KWU
50	1050	2,43	8,41	565	ХТЗ
50	1030	2,46	8,19	559	ХТЗ
50	960	2,58	7,48	540	ЛМЗ
50	952	2,61	7,40	538	АЕI—ЕЕ
50	940	2,62	7,28	534	ТМЗ
50	870	2,84	6,76	524	«Шкода»
50	855	2,87	6,60	520	KWU
50	852	2,76	6,26	503	ХТЗ
25	1500	2,87	20,3	455	АЕG
25	1450	2,86	18,9	440	ХТЗ
25	1365	3,14	18,4	443	KWU
60	852	2,71	6,15	594	GE, «Хитачи»
60	787	3,15	6,12	616	«Вестингауз»
60	723	3,0	4,92	545	ABB
30	1320	3,0	16,42	498	ABB
30	1270	3,0	15,35	480	«Вестингауз»

\* Лопатка изготовлена из титанового сплава.

Выходная скорость  $c_2$  зависит от допустимой потери энергии  $c_2^2/2$ , выбор которой определяется стоимостью топлива, числом часов использования установки, капитальными и эксплуатационными затратами на конденсационную установку и др. Потери энергии с выходной скоростью для крупных турбин находятся в пределах 20—40 кДж/кг, причем изменение потерь энергии с выходной скоростью для турбин влажного пара АЭС вызывает большее изменение КПД  $\eta_{0,3}$ , чем для турбин перегретого пара. Таким образом, из формулы (5.7) следует, что чем выше экономически целесообразное значение выходной скорости  $c_2$  в последней ступени конденсационной турбины, тем большей может быть предельная мощность этой турбины.

Располагаемый теплоперепад турбины  $H_0$  зависит от параметров пара перед ней. Введение промежуточного перегрева пара существенно увеличивает располагаемый теплоперепад. Для турбин АЭС, работающих на влажном паре,  $H_0$  значительно меньше, чем для турбин, использующих перегретый пар; поэтому и предельная мощность этих турбин приблизительно на 20 % меньше, чем у турбин, работающих на перегретом паре.

Удельный объем пара за последней ступенью  $v_2$  зависит от давления в конденсаторе  $p_k$ . Повышая давление  $p_k$  и уменьшая соответственно  $v_2$ , можно добиться повышения предельной мощности. Однако экономичность турбинной установки при этом заметно снижается. Так, при повышении давления  $p_k$ , например, от 3,5 до 5,0 кПа предельная мощность при прочих равных условиях увеличивается на 43 %, а КПД турбинной установки уменьшается на  $\Delta\eta_3/\eta_3 = 0,5\%$  для современных турбин, использующих перегретый пар, и на 0,9 % для турбин, работающих на насыщенном паре. Выбор давления в конденсаторе зависит от затрат на изготовление турбины, конденсатора, системы водоснабжения, а также от стоимости топлива и эксплуатационных затрат на конденсационную установку.

Частота вращения ротора  $n$  оказывает значительное влияние на предельную мощность турбины. При уменьшении  $n$  в 2 раза предельная мощность турбины увеличивается в 4 раза. В настоящее время турбины большой мощности, работающие на перегретом паре, выполняют на частоту вращения  $n = 50 \text{с}^{-1}$ ; для АЭС турбины насыщенного пара мощностью 750—1000 МВт выполняют, как правило, на  $n = 50 \text{с}^{-1}$ , а мощностью, равной 1000 МВт и более, — на  $n = 25 \text{с}^{-1}$ . При переходе от частоты вращения  $n = 50 \text{с}^{-1}$  к  $n = 25 \text{с}^{-1}$  наибольшую мощность однопоточной турбины практически не увеличивают в 4 раза, как это следует из (5.7), по следующим причинам. Во-первых, в настоящее время при увеличении предельной мощности в 4 раза вследствие увеличения строительных размеров роторов, конденсаторов, выходных патрубков их технологическое выполнение является трудно осуществимым. Поэтому высоту лопаток и средний диаметр ступени в тихоходных турбинах увеличивают приблизительно в 1,5 раза.

Во-вторых, чтобы повысить КПД проточной части ЦНД и в особенности последней ступени отношение среднего диаметра к высоте лопатки  $d/l$  не выполняют предельно низким, как для турбин с  $n = 50 \text{с}^{-1}$ . При этом уменьшаются числа  $M$  в решетках, появляется возможность профилирования сопловых и рабочих лопаток с меньшими аэродинамическими потерями.

Плотность материала рабочих лопаток  $\rho$  влияет на предельную мощность турбины в совокупности с допустимыми напряжениями этого материала  $\sigma$ ; здесь удобно рассматривать влияние отношения  $\rho/\sigma$ . Чем меньше  $\rho/\sigma$  для материала рабочих лопаток, тем больше предельная мощность турбины. Для рабочих лопаток последних

ступеней используется сравнительно легкий титановый сплав ( $\rho = 4,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ) с высоким уровнем допускаемых напряжений. Отношение  $\rho/\sigma$  для титанового сплава равно  $12,6 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{МПа})$ ; для нержавеющей стали, применяемой для рабочих лопаток,  $\rho/\sigma = 17,3 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{МПа})$ . Использование титанового сплава позволяет повысить предельную мощность приблизительно в 1,5 раза.

В табл. 5.2 приведены значения предельных мощностей однопоточных конденсационных турбин со стальными рабочими лопатками.

В уникальной турбине К-1200-23,5 ЛМЗ, рассчитанной на  $n = 50 \text{ с}^{-1}$ , последняя лопатка изготовлена из титанового сплава и имеет длину 1200 мм. Предельная мощность одного потока этой турбины составляет 200 МВт. Общая мощность турбины, равная 1200 МВт, достигнута за счет применения шести параллельных потоков пара, поступающих в конденсатор (рис. 5.1); при этом на пути каждого потока в ЦНД выполняют одинаковые турбинные ступени. Таким образом, увеличение числа потоков пара в конденсатор является одним из способов повышения предельной мощности турбины. Однако увеличение числа потоков пара в конденсатор ограничено, так как турбину более чем из пяти цилиндров изготовить в настоящее время не удастся. Поэтому для турбин перегретого пара предельное число потоков в конденсатор равно шести, а число ЦНД — трем.

Другим способом повышения предельной мощности является применение двухъярусных лопаток в предпоследней ступени (полупортный выхлоп), которая называется ступенью Баумана (рис. 5.2). На верхнем ярусе ступени Баумана срабатывает теплоперепад, равный сумме теплоперепадов нижнего яруса этой ступени и последней ступени. Через верхний ярус одна треть расхода пара  $G_{\text{в.я}}$  направляется непосредственно в конденсатор, минуя последнюю ступень, предельную по прочности.

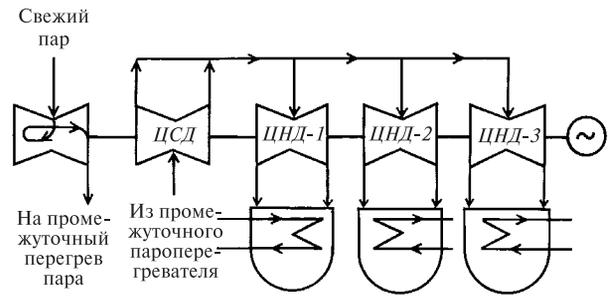


Рис. 5.1. Потоки пара в турбине К-1200-23,5

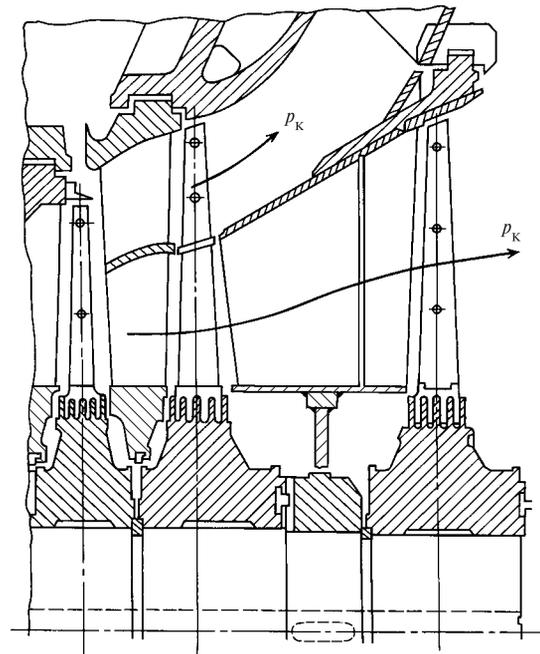


Рис. 5.2. Проточная часть с предпоследней двухъярусной ступенью (ступенью Баумана)

Таблица 5.2. Характеристики однопоточной турбины при  $n = 50 \text{ с}^{-1}$ ,  $p_k = 4 \text{ кПа}$ ,  $\Delta H_{\text{в.с}} = 23$  и  $36,5 \text{ кДж/кг}$

Показатель	Значение					
	2,84	8,83	12,75	23,5	29,4	5,9
Давление свежего пара, МПа	2,84	8,83	12,75	23,5	29,4	5,9
Температура свежего пара, °С	400	535	565	580	650	Сухой насыщенный пар
Температура промежуточного перегрева, °С	—	—	565	569	565/565	
Удельный расход теплоты $q$ , кДж/кДж	3,08	2,46	2,21	2,07	1,945	3,16
Удельный расход пара в конденсатор, кг/(кВт · ч)	3,46	2,43	2,01	1,78	1,57	3,53
Мощность однопоточной турбины, МВт, при:						
$\Delta H_{\text{в.с}} = 23 \text{ кДж/кг}$	53,5	76,0	92,0	104	118	52,4
$\Delta H_{\text{в.с}} = 36,5 \text{ кДж/кг}$	67,4	96,0	116,0	131	148,6	66

В результате предельная мощность полуторного выхлопа увеличивается в 1,5 раза. Таким образом, при трех ЦНД мощность турбины, по параметрам идентичной турбине К-1200-23,5, можно увеличить до 1800 МВт. Однако использование ступени Баумана сопровождается снижением экономичности проточной части ЦНД (при условии одинаковой выходной потери энергии  $c_2^2/2$ ) по следующим причинам.

1. В решетках сопловых и рабочих лопаток верхнего яруса возникают большие числа  $M$  и соответственно повышенные потери энергии.
2. Снижается эффективность выходного патрубка из-за стесненности выхода из верхнего яруса.
3. Повышаются концевые потери в решетках, так как уменьшается их относительная высота. Это относится не только к решеткам ступени Баумана, но и к сопловой решетке последней ступени, в которой увеличивается осевой размер между ступенью Баумана и рабочими лопатками последней ступени.
4. Возникают дополнительные потери от перетечек пара из нижнего яруса в верхний в зазоре между соплами и рабочими лопатками ступени Баумана.

В настоящее время ступени Баумана не находят применения главным образом из-за снижения экономичности и сложности их изготовления и обеспечения вибрационной надежности. Исключением является турбина К-200-12,8 первых модификаций, в которой предпоследняя ступень выполнена двухъярусной.

### 5.3. ПРИБЛИЖЕННАЯ ОЦЕНКА ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ ПАРА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Для расчетов тепловой схемы турбинной установки и для детального расчета проточной части турбины необходима предварительная оценка параметров пара вдоль проточной части проектируемой турбины. С этой целью строят процесс в  $h, s$ -диаграмме на основе оценок относительного внутреннего КПД, полученных по данным фактической эффективности турбин, находящихся в эксплуатации. После построения процесса в  $h, s$ -диаграмме легко оцениваются параметры пара в любой точке проточной части турбины и, в частности, в регенеративных отборах пара и на выходе из турбины. По приближенному процессу в  $h, s$ -диаграмме проводят расчет тепловой схемы, определяют расход пара на турбину, расходы в регенеративные подогреватели, а также приближенные характеристики тепловой экономичности паротурбинной установки: удельный расход теплоты, удельный расход пара и другие, которые уточняются повторно после проведения детального расчета проточной части турбины.

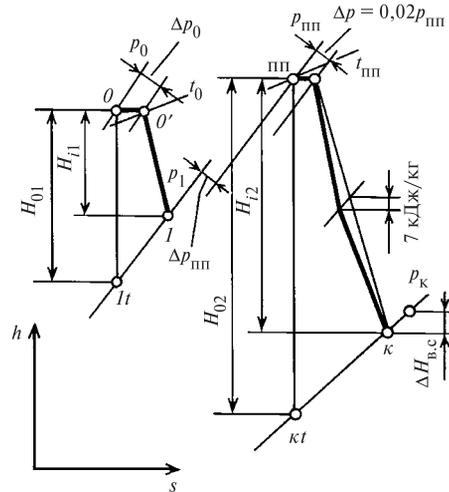


Рис. 5.3. Построение процесса расширения пара в турбине с промежуточным перегревом пара в  $h, s$ -диаграмме

Для приближенного построения процесса в  $h, s$ -диаграмме из задания на расчет известны параметры пара перед стопорным клапаном — точка  $0$  на рис. 5.3. Для того чтобы найти состояние пара перед соплами первой ступени турбины (регулирующей при сопловом парораспределении) — параметры в точке  $0'$  на диаграмме, оценивают потери давления при течении в паровом сите, в стопорном и регулирующем клапанах по формуле

$$\Delta p_0 = (0,02 \dots 0,05) p_0. \quad (5.8)$$

Состояние пара в камере регулирующей ступени определяют по оценке относительного внутреннего КПД регулирующей ступени. Для турбин с  $n = 50 \text{ с}^{-1}$  КПД регулирующей ступени зависит главным образом от площади проходного сечения сопловой решетки  $F_1$  и отношения скоростей  $u/c_\Phi$ . Формулы для определения относительных внутренних КПД регулирующих ступеней, полученные на основании статистической обработки и обобщения опытных данных, записываются в следующем виде:

для одновенечных ступеней

$$\eta_{oi} = k_I \left( 0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p_0/v_0} \right); \quad (5.9)$$

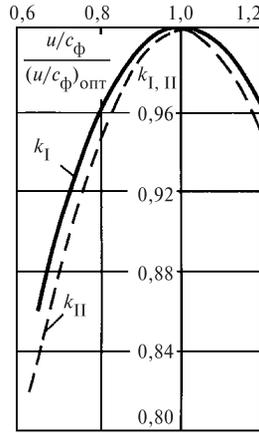
для двухвенечных ступеней

$$\eta_{oi} = k_{II} \left( 0,80 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p_0/v_0} \right), \quad (5.10)$$

где  $k_{I, II}$  находят по рис. 5.4;  $p_0, v_0$  — давление, Па, и удельный объем,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , перед соплами регулирующей ступени;  $G$  — расход пара,  $\text{кг}/\text{с}$ .

**Рис. 5.4. Поправка на КПД регулирующей ступени при отклонении отношения скоростей  $u/c_\Phi$  от оптимального значения:**

$k_I$  — для одновенечных ступеней;  $k_{II}$  — для двухвенечных ступеней



Расход пара перед построением процесса в  $h, s$ -диаграмме необходимо оценить следующим образом. Вначале определяют приведенный используемый теплоперепад турбины

$$\bar{H}_i = \eta_{ip}[(h_0 - h_{п.в}) + (h_{пп} - h_1)], \quad (5.11)$$

где  $h_1 = h_0 - (h_0 - h_{1t})\eta_{oiI}$ . При этом оценку  $\eta_{ip}$  проводят ориентировочно, принимая  $\eta_{oiI}, \eta_{oiII}$  по оценке:  $\eta_{oiI}$  — КПД диаграммный для ЦВД;  $\eta_{oiII}$  — КПД для ЧСД и ЧНД. Выигрыш в экономичности от регенерации определяют в соответствии с приближенными значениями  $\xi_p$  и  $\xi_p^{III}$  по формулам (1.37) и (1.38).

Абсолютный внутренний КПД  $\eta_{ip}$  турбинной установки с промежуточным перегревом пара оценивают по формуле

$$\eta_{ip} = \frac{(h_0 - h_{1t})\eta_{oiI} + (h_{пп} - h_{kt})\eta_{oiII}}{(h_0 - h_{1t})\eta_{oiI} + (h_{пп} - h'_k)}, \quad (1 + \xi_p^{III}),$$

а для турбинной установки без промежуточного перегрева

$$\eta_{ip} = \frac{(h_0 - h_{kt})\eta_{oi}}{(h_0 - h'_k)} (1 + \xi_p).$$

По оцененному таким образом значению  $\bar{H}_i$  и известному из задания на расчет значению мощности  $N_3$  определяют в первом приближении расход пара в первую ступень турбины:

$$G = \frac{N_3}{\bar{H}_i \eta_M \eta_{3,Г}}, \quad (5.12)$$

и, используя соотношение  $Q_2 = G(h_k - h'_k)$ , для конденсатора турбины получают

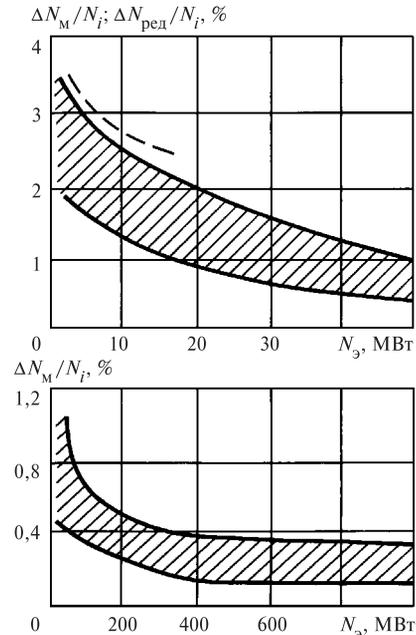
$$G_k = \frac{N_3}{(h_k - h'_k)\eta_M \eta_{3,Г}} \left( \frac{1}{\eta_{ip}} - 1 \right), \quad (5.13)$$

где  $h_k$  можно найти приближенным построением процесса в  $h, s$ -диаграмме для ЦСД и ЧНД, принимая  $\eta_{oi} = 0,85$  и используя известные из задания на расчет значения параметров пара после промежуточного перегрева и давление за турбиной.

Формулы (5.12), (5.13) вполне аналогичны зависимостям (1.41), (1.44).

В этих формулах значение механического КПД достаточно надежно может быть оценено по рис. 5.5. Здесь же приведены потери мощности в редукторе для случая, когда турбина малой мощности связана с электрическим генератором через редуктор. На рисунке даны пределы механических потерь энергии, учитывающие разное число подшипников, разные типы масляных насосов и их приводов и т.п. Коэффициент полезного действия электрических генераторов  $\eta_{3,Г}$  можно принять по табл. 5.3.

Оценив таким образом по формуле (5.9) или (5.10) КПД регулирующей ступени, находят КПД нерегулируемых ступеней ЧВД и ЧСД. КПД группы ступеней с полной потерей выходной скорости в последней ступени для перегретого пара и  $n = 50 \text{ с}^{-1}$  подсчитывают по формуле



**Рис. 5.5. Механические потери мощности в турбоагрегате:**  
— — — — — потери мощности в редукторе

Таблица 5.3. КПД электрических генераторов при  $n = 50 \text{ с}^{-1}$

Тип генератора	Завод-изготовитель	Номинальная мощность, МВт	КПД, %	Вид охлаждения
T2-0,75-2	«Электросила»	0,75	93,5	Воздушное
T2Б-1,5-2	»	1,5	94,5	»
T2-2,5-2	»	2,5	95,0	»
T2-4-2	»	4,0	96,2	»
T2-6-2	»	6,0	96,4	»
T2-12-2	»	12,0	97,0	»
T2-25-2	»	25	97,4	»
ТВС-30	Электротяжмаш	30	98,3	Водородное
T2-50-2	«Электросила»	50	97,6	Воздушное
ТВ-50-2	»	50	98,5	Водородное
ТВ-60-2	»	60	98,55	»
ТВФ-60-2	»	60	98,55	»
ТВ-100-2	»	100	98,7	»
ТВФ-100-2	»	100	98,7	»
ТВ-150-2	»	150	98,9	»
ТВВ-165-2	»	160	98,9	»
ТВФ-200-2	»	200	98,8	»
ТГВ-200	Электротяжмаш	200	98,87	»
ТВВ-320-2	«Электросила»	300	98,8	»
ТГВ-300	Электротяжмаш	300	98,75	»
ТГВ-500	»	500	98,75	»
ТВВ-500-2	«Электросила»	500	98,7	»
ТВВ-800-2	»	800	98,7	»

$$\eta_{oi}^{п.п} = \left( 0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} v_{cp}} \right) \times \left( 1 + \frac{H_0^{rp} - 600}{20\,000} \right) (1 - \xi_{в.с}), \quad (5.14)$$

где  $G_{cp} = \sqrt{G_1 G_2}$  — средний расход пара через группу ступеней, кг/с;  $v_{cp} = \sqrt{v_1 v_2}$  — средний удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг;  $G_1$  и  $G_2$ ,  $v_1$  и  $v_2$  — расходы, кг/с, и удельные объемы, м<sup>3</sup>/кг, пара перед и за группой ступеней;  $H_0^{rp}$  — располагаемый теплоперепад группы ступеней, кДж/кг;  $\xi_{в.с} = \frac{1}{z} \sin^2 \alpha_{13}$ ;  $z$  — число ступеней в группе.

КПД группы ступеней низкого давления на перегретом паре при  $n = 50 \text{ с}^{-1}$  оценивают по формуле

$$\eta_{oi}^{п.п} = 0,870 \left( 1 + \frac{H_0^{н.д} - 400}{10\,000} \right) - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{н.д}}, \quad (5.15)$$

где  $H_0^{н.д}$  — располагаемый теплоперепад части низкого давления, кДж/кг;

$$\Delta H_{в.с} = \frac{10^{-3}}{2} \left( \frac{G_k v_k}{\Omega} \right)^2 \left( 1 + \frac{0,1}{d_z / l_{2z} - 1} \right) \quad (5.16)$$

— приближенная потеря энергии с выходной скоростью в последней ступени, кДж/кг;  $d_z / l_{2z}$  — величина, обратная верности последней ступени;  $\Omega$  — осевая площадь сечения на выходе из рабочих лопаток последней ступени, м<sup>2</sup>;  $G_k$ ,  $v_k$  — расход, кг/с, и удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг, на выходе из последней ступени.

Если тепловой процесс расширения в группе ступеней протекает в области влажного пара, то КПД группы находят с учетом поправки на влажность:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{oi}^{rp} &= k_{вл} \eta_{oi}^{п.п}; \\ k_{вл} &= 1 - a_{вл} \frac{y_1 + y_2}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

где  $y_1$  — влажность на входе в группу ступеней;  $y_2$  — влажность на выходе из группы ступеней;  $a_{вл}$  — коэффициент, принимаемый ориентировочно равным 0,8, если проточная часть выполнена с периферийным влагоудалением.

При построении процесса в  $h, s$ -диаграмме для проточной части турбины необходимо учитывать потери давления на следующих участках парового тракта:

- 1) в промежуточном пароперегревателе

$$\Delta p_{пп} = 0,1 p_{пп}; \quad (5.18)$$

- 2) в перепускных паропроводах между цилиндрами турбины (без промежуточного перегревателя и без внешнего сепаратора)

$$\Delta p_{пер} = 0,02 p_{пер}; \quad (5.19)$$

- 3) во внешнем сепараторе совместно с трубопроводами подвода и отвода пара

$$\Delta p_{сеп} = (0,06 \dots 0,10) p_{сеп}, \quad (5.20)$$

здесь большие значения потерь давления относятся к пониженному разделительному давлению;

4) в выходном патрубке турбины

$$\Delta p_k = \lambda \frac{c_{в.п}^2}{10^4} p_k, \quad (5.21)$$

где  $c_{в.п}$  — скорость потока в выходном патрубке, равная 100—120 м/с для конденсационных турбин и 50—80 м/с для турбин с противодавлением;  $\lambda$  — опытный коэффициент, который в зависимости от аэродинамического совершенства патрубка может колебаться в пределах 0—0,10.

В современных мощных конденсационных турбинах выходные патрубки проектируют с нулевыми или очень малыми потерями за счет использования энергии скорости потока на выходе из последней ступени турбины (диффузорный эффект выходного патрубка). В турбинах старых выпусков потери в выходном патрубке значительны.

После построения процесса в  $h, s$ -диаграмме (см. § 5.6) проводят детальный расчет тепловой схемы паротурбинной установки. Расходы пара по отсекам проточной части, полученные при этом расчете, используют при детальном расчете проточной части проектируемой турбины.

#### 5.4. ОЦЕНКА ДИАМЕТРОВ, ЧИСЛА СТУПЕНЕЙ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕПАДОВ ПО СТУПЕНЯМ ТУРБИНЫ

Прежде чем приступить к детальному расчету каждой ступени турбины, производят разбивку общего теплоперепада турбины по ступеням. Для этой цели вначале оценивают размеры первой нерегулируемой и последней ступеней турбины.

Основные трудности, возникающие при проектировании последних ступеней конденсационных турбин, детально рассмотрены в § 5.2.

Основные размеры рабочей решетки последней ступени — средний диаметр  $d_2$  и высоту рабочих лопаток  $l_2$ , зависящие главным образом от объемного расхода пара, — определяют по уравнению неразрывности, записанному для выходного сечения рабочих лопаток, перпендикулярного оси ротора:

$$\Omega = \frac{G_k v_k}{c_2 \sin \alpha_2},$$

где  $G_k$  — общий расход пара в конденсатор, оцененный по (5.13); угол выхода потока из рабочей лопатки  $\alpha_2$  можно приближенно принимать  $90^\circ$ ; удельный объем пара  $v_k$  берут из предварительно построенного процесса в  $h, s$ -диаграмме по состоянию пара на выходе из последней ступени турбины. Потери энергии с выходной скоростью из последней ступени конденсационной турбины обычно

принимают в пределах  $c_2^2/2 = 20 \dots 40$  кДж/кг.

Оценив по приведенной формуле значение  $\Omega$ , сравнивают его с предельным значением  $\Omega$  для выполняемых в настоящее время последних ступеней. Если  $\Omega$  существенно превышает предельное значение (см. табл. 5.1), то приходится выполнять турбину с несколькими параллельными потоками пара в ЦНД.

Средний диаметр последней ступени турбины можно определить по формуле

$$d_2 = \sqrt{\Omega \theta / i \pi},$$

где  $i$  — число потоков в ЦНД;  $\theta = d_2/l_2$  принимают равным 2,5—3,0 для турбин большой мощности с предельно напряженной лопаткой последней ступени и 3,5—7,0 для турбин небольшой мощности.

Ориентировочную высоту рабочей лопатки находят после определения среднего диаметра:

$$l_2 = d_2/\theta. \quad (5.22)$$

Следует иметь в виду, что при малых значениях  $\theta$  затруднено профилирование аэродинамически высокоэффективной рабочей лопатки, а также повышается вероятность отрывных течений в прикорневой зоне рабочих лопаток на переменных режимах работы ступени. Кроме того, нецелесообразно выбирать небольшой средний диаметр  $d_2$  последней ступени, так как в этом случае увеличивается общее число ступеней турбины.

Определение размеров первой нерегулируемой ступени можно проводить так же, как и для последней ступени, на основе уравнения неразрывности, например по (5.1). Подставив в соотношение (5.1) величины

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho} c_\phi = \sqrt{1-\rho} \frac{u}{x_\phi}; \quad u = \pi d n,$$

получим

$$d = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{G v_{1t} x_\phi}{\mu_1 n \sqrt{1-\rho} \sin \alpha_{13} e l_1}}. \quad (5.23)$$

В этом уравнении расход  $G$  известен из предварительной оценки по (5.12) или задан,  $n$  задано. Значения остальных величин выбирают или оценивают. Удельный объем  $v_{1t}$  оценивают по  $h, s$ -диаграмме по состоянию пара на выходе из сопловой решетки первой нерегулируемой ступени; для этой цели откладывают ориентировочный теплоперепад 30—45 кДж/кг от точки, характеризующей состояние пара в камере регулирующей ступени. Отношение  $x_\phi = u/c_\phi$  для активных ступеней лежит в пределах от 0,40 до 0,52. Малые значения  $x_\phi$  выбирают для ступеней с парциальным подводом пара. Для

ступеней с полным подводом пара и с небольшой высотой рабочих лопаток ( $l_1 = 12 \dots 25$  мм)  $x_\phi = 0,45 \dots 0,50$ . Для ступеней с  $l_1 > 25$  мм  $x_\phi = 0,50 \dots 0,52$ . Высоту лопатки для турбин небольшой мощности выбирают не менее 12 мм. Если при этом диаметр получают небольшим (например, меньше 0,6—0,7 м для частоты вращения  $n = 50 \text{ с}^{-1}$ ), то приходится вводить парциальный подвод, т.е. принимать  $e < 1$ , чтобы обеспечить увеличение диаметра и соответственно увеличение теплоперепада  $H_0$ , приходящегося на нерегулируемую ступень.

При малом теплоперепаде в ступени увеличивается общее число ступеней турбины, что удорожает ее изготовление. Однако следует иметь в виду, что при увеличении числа ступеней повышается относительный внутренний КПД проточной части турбины. Угол выхода из сопловой решетки выбирают небольшим:  $\alpha_{13} = 11 \dots 12^\circ$  для турбин малой мощности при высоте лопаток 12—14 мм. Для турбин большой мощности угол  $\alpha_{13} = 13 \dots 16^\circ$ , а высоту лопаток определяют из уравнения (5.23), задавшись целесообразным диаметром первой нерегулируемой ступени в диапазоне 0,8—1,1 м. Степень реактивности в (5.23) принимают в зависимости от отношения  $d/l$ , как указывалось в гл. 3, по формуле (3.58), в которой  $\rho_k = 0,03 \dots 0,07$ .

Для конденсационных турбин очень малой мощности ( $N_3 < 4,0$  МВт) целесообразно увеличивать частоту вращения ротора турбины (более  $50 \text{ с}^{-1}$ ), а привод электрического генератора осуществлять через понижающий редуктор (см. § 5.1).

Расчет первой нерегулируемой ступени турбины реактивного типа отличается тем, что минимальную высоту сопловых лопаток принимают повышенной, т.е.  $l \geq 20$  мм; ступень выполняется всегда с полным подводом пара,  $e = 1,0$ ; угол выхода потока из сопл  $\alpha_{13} = 15 \dots 18^\circ$ ; степень реактивности  $\rho = 0,5$ ; отношение скоростей  $x_\phi = 0,56 \dots 0,60$ .

Задача по определению числа ступеней турбины и распределению теплоперепадов по ним не имеет однозначного решения. Как уже указывалось, с увеличением числа ступеней турбины уменьшаются средние диаметры решеток, увеличиваются высоты лопаток и соответственно повышается КПД  $\eta_{oi}$  проточной части. Поэтому, например, у турбины, использующей дорогое топливо или работающей в базовом режиме нагрузки, проточную часть целесообразно выполнять с большим числом ступеней. Наоборот, если в первую очередь важно снизить стоимость изготовления турбины, то ее проточную часть выполняют с пониженным числом ступеней в одном или двух цилиндрах.

При распределении теплоперепадов по ступеням необходимо обеспечить плавность изменения диаметров вдоль проточной части от первой нерегулируемой до последней ступени. В конденсационных одноцилиндровых турбинах, когда диаметр первой нерегулируемой ступени составляет 0,4—0,5 диаметра последней, из-за резкого увеличения диаметров проточную часть приходится составлять из двух или более групп ступеней со скачком диаметров при переходе от одной группы к другой. В месте скачка диаметров для организации аэродинамически эффективного входа пара в сопла первой ступени второй группы предусматривают камеру за счет увеличения осевого промежутка между соседними ступенями обеих групп. Если первые ступени выполняют с парциальным подводом пара, то целесообразно все первые ступени с парциальным впуском располагать в первой группе ступеней, а ступени с полным подводом, т.е. с  $e = 1$ , — во второй группе, чтобы в камере между группами ступеней обеспечивалось растекание пара по всей окружности на входе во вторую группу.

В многоцилиндровой турбине определение числа ступеней и разбивку теплоперепадов по ним выполняют для каждого цилиндра независимо, т.е. для каждого цилиндра оценивают диаметры первой и последней ступеней, в пределах каждого цилиндра обеспечивают плавность проточной части.

Определение числа ступеней турбины и разбивку теплоперепадов по ним рационально производить с помощью специальной диаграммы (рис. 5.6). Для построения этой диаграммы выбирают произвольный отрезок  $a$  на оси абсцисс. В начале этого отрезка по оси ординат отклады-

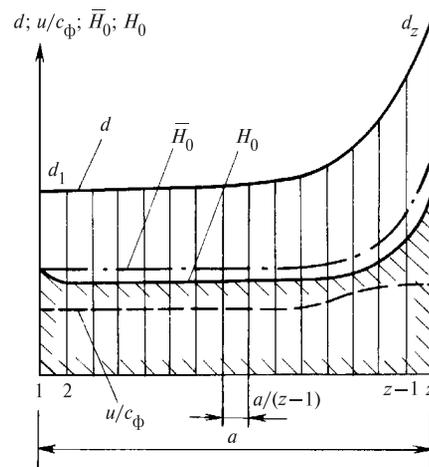


Рис. 5.6. Диаграмма для определения числа ступеней и распределения теплоперепадов по ступеням:

$z$  — номер ступени

вают диаметр первой нерегулируемой ступени, а в конце отрезка — диаметр последней ступени турбины или отсека ее проточной части. Затем в соответствии с указанными ординатами проводят кривую ординат диаметров всех промежуточных ступеней  $d$ . В части высокого давления кривая диаметров близка к прямой с небольшим наклоном, так как диаметры от ступени к ступени здесь увеличиваются незначительно. В части низкого давления кривая диаметров имеет крутой подъем, обусловленный интенсивным ростом объемных расходов пара.

На этой же диаграмме строят кривую отношений скоростей  $x_\phi = u/c_\phi$  для всех ступеней. Значения  $x_\phi$  назначают близкими к оптимальным из условия максимума КПД  $\eta_{oi}$ . Как указывалось в гл. 3,  $(x_\phi)_{\text{опт}}$  зависит от степени реактивности ступени, потерь трения, сегментных, вентиляции, от утечек пара и от влажности. От ступени к ступени уменьшается отношение  $\theta = d/l_2$  и, следовательно, в соответствии с формулой (3.58) увеличивается степень реактивности ступени, а при увеличении  $\rho$  растет и оптимальное отношение скоростей. С уменьшением перечисленных выше потерь энергии также увеличивается оптимальное значение  $x_\phi$ . Часто для ЧВД в связи с незначительным ростом высоты лопаток отношение скоростей  $x_\phi$  принимают постоянным вдоль проточной части. Для ЧСД и ЧНД отношение  $x_\phi$  увеличивается от ступени к ступени, как показано на рис. 5.6. Далее по значению выбранного среднего диаметра ступени и отношению скоростей можно определить располагаемый теплоперепад ступени. Действительно,

$$\bar{H}_0 = \frac{1}{2} \left( \frac{u}{x_\phi} \right)^2,$$

или

$$\bar{H}_0 = \frac{\pi^2 d^2 n^2}{2x_\phi^2} = 12,3 \left( \frac{d}{x_\phi} \right)^2 \left( \frac{n}{50} \right)^2. \quad (5.24)$$

Для разбивки теплоперепадов по ступеням и их увязки с общим теплоперепадом нерегулируемых ступеней важно определить располагаемый теплоперепад по статическим параметрам  $H_0$ :

$$H_0 = \bar{H}_0 - c_0^2/2.$$

Энергия выходной скорости предыдущей ступени  $c_0^2/2$  обычно составляет 4—8 % теплоперепада  $\bar{H}_0$ . Поэтому

$$H_0 = (0,92 \dots 0,96) \bar{H}_0, \quad (5.25)$$

причем коэффициенты перед  $\bar{H}_0$  соответствуют: 0,92 — углу выхода из сопловой решетки  $\alpha_{13} = 16 \dots 17^\circ$ , а 0,96 — углу  $\alpha_{13} = 12^\circ$ . Так как в первой ступени отсека энергия выходной скорости предыдущей ступени не используется, т.е.  $c_0^2/2 = 0$ , то для этой ступени  $H_0 = \bar{H}_0$ .

Таким образом, по значениям  $d$  и  $x_\phi$  можно из (5.24) и (5.25) определить располагаемые теплоперепады вдоль отрезка  $a$  и нанести соответствующую кривую  $H_0$  на диаграмме. Далее, если отрезок  $a$  разбить на  $m$  отрезков и на концах этих отрезков из диаграммы определить теплоперепады  $H_0$ , то средний теплоперепад ступени определится по формуле

$$(H_0)_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{m+1} (H_0)_i}{m+1}, \quad (5.26)$$

а число ступеней — по формуле

$$z = \frac{H_{0н}(1+q_t)}{(H_0)_{\text{ср}}}, \quad (5.27)$$

где  $H_{0н}$  — располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней, определяемый по состоянию пара в камере регулирующей ступени и давлению на выходе из выходного патрубка турбины;  $q_t$  — коэффициент возврата теплоты.

После округления числа ступеней  $z$  до целого находят теплоперепад, приходящийся на каждую ступень, для чего отрезок  $a$  делят на  $z-1$  частей и в точках деления по кривой  $H_0$  находят предварительное значение теплоперепада  $H'_0$  для каждой ступени. Затем уточняют значения теплоперепадов, для чего сумму  $\sum_i^z H'_0$  сравнивают с произведением  $H_{0н}(1+q_t)$ . Разность

$$\Delta = H_{0н} \left[ (1+q_t) - \sum_i^z H'_0 \right]$$

делят на число ступеней и отношение  $\Delta/z$  добавляют к теплоперепаду  $H'_0$ . Описанный порядок определения теплоперепадов ступеней иллюстрируется табл. 5.4. Здесь в последней строке приводятся значения окончательных теплоперепадов, используемых при детальном расчете ступеней турбины. Следует заметить, что при детальном расчете возможна корректировка полученного распределения теплоперепадов и средних диаметров ступеней

с целью обеспечить плавность меридиональных обводов проточной части.

При разбивке теплоперепадов по ступеням необходимо иметь в виду важные особенности выбора кривой распределения диаметров вдоль проточной части турбины. Обычно при разбивке теплоперепадов исходным является изменение не среднего диаметра  $d$ , а корневого  $d_k$ , равного

$$d_k = d - l,$$

т.е. диаметра корневых сечений профильной части рабочих лопаток.

Для части высокого давления, а иногда и для всей проточной части турбины принимают постоянный корневой диаметр всех ступеней  $d_k = \text{const}$ . Такой закон изменения диаметров всех ступеней позволяет обеспечить унификацию хвостовых креплений лопаток, постоянство диаметров обточки дисков, а также размеров пазов в дисках, протачиваемых для крепления лопаток. Если в группе ступеней с постоянным корневым диаметром принять постоянное значение отношения скоростей и степени реактивности в сечениях у корня рабочих лопаток, то все лопатки этой группы будут иметь одинаковые профили и, следовательно, лопатки будут различаться только высотой, а теплоперепады всех ступеней в группе будут одинаковые. Такая унификация позволяет использовать один и тот же инструмент и приспособления, удешевляет изготовление турбины.

При построении диаграммы распределения теплоперепадов (см. рис. 5.6) условие постоянства корневого диаметра приводит к некоторым особенностям в назначении средних диаметров первой и последней ступеней в рассчитываемом отсеке ступеней. В этом случае из уравнения (5.23), принимая  $e = 1,0$ ;  $d = d_k + l_1$ , т.е. пренебрегая разностью корневых диаметров по соплам и по рабочим лопаткам, получаем

$$(d_k + l_1)^2 l_1 = \frac{Gv_1 x_{фк}}{\pi^2 \mu_1 n \sqrt{1 - \rho_k} \sin \alpha_{1\phi}}, \quad (5.28)$$

где  $x_{фк} = u_k / c_{\phi}$ .

Это уравнение, справедливое для любой ступени группы, позволяет найти диаметр последней ступени по принятому значению среднего диаметра (следовательно, и корневого) первой ступени. Действительно, при  $d_k = \text{const}$  из (5.28) для последней ступени группы можно найти высоту сопла  $l_1^{(z)}$  и затем средний диаметр последней ступени

$$d^{(z)} = d_k + l_1^{(z)}.$$

Зная средние диаметры первой и последней ступеней, далее намечают кривую средних диаметров на диаграмме рис. 5.6 так же, как указано выше.

Для части низкого давления, а иногда и для части среднего давления применяют увеличение или уменьшение корневого диаметра  $d_k$  вдоль проточной части. Каждый из этих способов имеет характерные преимущества и недостатки.

При понижении корневого диаметра в направлении потока пара можно отметить следующие преимущества: 1) улучшается в корневой зоне обтекание сопловой и рабочей решеток и уменьшается тенденция к отрыву потока от корневых обводов; 2) уменьшается угол наклона меридионального обвода сопловой и рабочей решеток, что снижает коэффициенты потерь энергии в их периферийных концевых зонах; 3) повышаются средние диаметры первых ступеней и соответственно сокращается число ступеней турбины.

К недостаткам такого способа изменения диаметров ступеней относятся: 1) невозможность унификации хвостовиков лопаток и дисков; 2) уменьшение высоты лопаток первых ступеней.

Этот способ находит достаточное распространение (ЦНД турбин К-500-5,9/1500 ХТЗ, К-300-23,5 ХТЗ).

При увеличении корневого диаметра вдоль проточной части можно отметить преимущество, важное значение которого проявляется при малых объемных расходах пара в первых ступенях проточной части. При этом способе первые ступени

Таблица 5.4. Распределение теплоперепадов по ступеням

Показатель	Условное обозначение					Сумма теплоперепадов
	1	2	...	$z-1$	$z$	
Номер ступени	1	2	...	$z-1$	$z$	—
Диаметр ступени	$d_1$	$d_2$	...	$d_{z-1}$	$d_z$	—
Предварительный теплоперепад	$H_0^{(1)}$	$H_0^{(2)}$	...	$H_0^{(z-1)}$	$H_0^{(z)}$	$\sum H_0' = H_0^{(1)} + H_0^{(2)} + \dots + H_0^{(z)}$
Окончательный теплоперепад	$H_0^{(1)} + \frac{\Delta}{z}$	$H_0^{(2)} + \frac{\Delta}{z}$	...	$H_0^{(z-1)} + \frac{\Delta}{z}$	$H_0^{(z)} + \frac{\Delta}{z}$	$\sum H_0 = \sum H_0' + \Delta = H_{0н}(1 + q_t)$

выполняют с пониженным средним диаметром и, следовательно, с лопатками увеличенной высоты. Поэтому концевые потери первых ступеней в этом случае уменьшаются. Проточная часть унифицированного ЦНД турбин К-300-23,5, К-500-23,5 и К-800-23,5 ЛМЗ выполнена с увеличением корневых диаметров.

Примеры расчета числа ступеней и разбивки теплоперепадов между ними приведены в § 5.7.

## 5.5. ОСОБЕННОСТИ ДЕТАЛЬНОГО РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

После оценки числа ступеней и их теплоперепадов проводят детальный расчет каждой ступени турбины. При этом необходимо иметь в виду некоторые особенности этого расчета.

1. Расходы пара в регулирующей ступени и в первой нерегулируемой ступени различаются из-за утечки пара через переднее концевое уплотнение. Поэтому необходимо оценить эту утечку по известным формулам расчета концевых уплотнений (см. § 3.2). Иногда необходимо также учитывать изменение расхода пара через промежуточные ступени за счет поступающего из переднего концевого уплотнения пара дополнительно к основному потоку. Следует также отметить, что протечки пара через диафрагменные уплотнения невелики и поэтому при расчете размеров сопловых и рабочих лопаток их обычно не учитывают. Эти протечки необходимо учитывать при расчете внутреннего относительного КПД ступени.

2. В расчете промежуточных ступеней турбины необходимо правильно оценивать использование выходной скорости предыдущей ступени в последующей. Для ступеней, спроектированных на оптимальные условия работы, т.е. при угле выхода  $\alpha_2$ , близком к  $90^\circ$ , коэффициент использования выходной скорости  $\kappa_{в.с}$  принимают равным единице. При углах  $\alpha_2$ , отличающихся от  $90^\circ$ , и при сопловой решетке последующей ступени, рассчитанной на угол входа  $\alpha_0 = 90^\circ$ , коэффициент использования энергии выходной скорости предыдущей ступени определяют по формуле

$$\kappa_{в.с} = \sin^2 \alpha_2.$$

Энергия выходной скорости не используется в первых ступенях каждого отсека проточной части, когда перед этой ступенью имеется объемная камера. Поэтому в первых ступенях отсеков необходимо повышать располагаемый теплоперепад по статическим параметрам  $H_0$  на значение энергии выходной скорости (1,5—3,0 кДж/кг) по сравнению

с последующей ступенью, в которой используется энергия выходной скорости предыдущей (первой) ступени. Во всех других ступенях энергия выходной скорости также используется. Важно отметить, что формулы для определения КПД  $\eta_{о.л}$  и располагаемой энергии  $E_0$  промежуточной ступени приобретают различный вид для первых, промежуточных и последней ступеней отсека:

для первых ступеней отсека

$$E_0 = H_0 - c_2^2/2; \quad \eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0};$$

для промежуточных ступеней, кроме первой и последней,

$$E_0 = \bar{H}_0 - c_2^2/2; \quad \eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p}{E_0};$$

для последней ступени отсека

$$E_0 = \bar{H}_0; \quad \eta_{о.л} = \frac{E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}}{E_0}.$$

Для любой из перечисленных ступеней КПД  $\eta_{о.л}$  можно определять через проекции скоростей как  $\eta_{о.л} = (u \Sigma c_u) / E_0$ . Здесь располагаемая энергия  $E_0$  для каждого типа ступени определяется по приведенным выше формулам.

3. Как указывалось ранее, для унификации хвостовиков лопаток в ЧВД и часто в ЧСД корневой диаметр выполняют постоянным для всех ступеней. Кроме того, для унификации профилей сопловых и рабочих лопаток в группе ступеней выполняют постоянными углы выхода из сопл  $\alpha_1$  и из рабочих лопаток  $\beta_2$  (при  $d/l_2 \geq 10 \dots 12$ ), постоянны также отношения скоростей  $(u/c_{ф})_к$  и степень реактивности в корневом сечении  $\rho_к$ . В этом случае треугольники скоростей для всех ступеней будут равными при  $d_к = \text{const}$ . При соблюдении этих условий профили как сопловых, так и рабочих лопаток всех ступеней данной группы можно выполнять одинаковыми при условии сохранения изгибной прочности этих лопаток. При большей веерности (при  $\vartheta < 10 \dots 12$ ) в группе ступеней с  $d_к = \text{const}$  все сопловые и рабочие лопатки выполняются одинаковыми по форме: все ступени в группе получают из последней ступени подрезкой сопловых и рабочих лопаток сверху. Часто по условиям изгибной прочности лопатки последних ступеней в группе приходится выполнять с увеличенной хордой.

4. В направлении потока пара от ступени к ступени увеличивается их веерность  $l_2/d_2$  и поэтому

увеличивается степень реактивности  $\rho$  в сечении по среднему диаметру при сохранении небольшой положительной степени реактивности у корня  $\rho_k$ . Степень реактивности в сечении по среднему диаметру определяют по формуле (3.62).

5. Для ступеней среднего и низкого давления крупных конденсационных турбин обычно  $\vartheta < 10 \dots 12$ , поэтому как сопловые, так и рабочие лопатки выполняются с переменным профилем по высоте и закрученными: с переменными  $\alpha_1$  и  $\beta_2$  по высоте. Для турбин предельных мощностей 800—1200 МВт почти все ступени (кроме регулирующей) или все ступени выполняются с лопатками переменного профиля по высоте и закрученными.

6. Угол  $\alpha_1$  сопловых лопаток может существенно изменяться от ступени к ступени в части низкого давления конденсационных турбин. Это изменение необходимо выполнять для обеспечения достаточно плавных обводов проточной части в меридиональном сечении или, другими словами, для создания необходимой интенсивности нарастания высоты лопаток. В первых ступенях ЧНД угол  $\alpha_1$  уменьшают, чтобы обеспечить повышенную высоту лопаток, а в последних ступенях, наоборот, угол  $\alpha_1$  увеличивают, чтобы уменьшить высоту лопаток.

7. Числа  $M$  в сопловых и рабочих лопатках от ступени к ступени возрастают (в нерегулируемых ступенях), так как средние диаметры ступеней увеличиваются, а вместе с ними увеличиваются и теплотерпады, а следовательно, и скорости  $c_{1t}$  и  $w_{2t}$ ; с другой стороны, скорость звука от ступени к ступени уменьшается, так как вдоль проточной части уменьшается температура пара. Таким образом, сверхзвуковые скорости могут возникать в регулируемых ступенях с повышенным теплотерпадом и в последних ступенях турбины. Число  $M$  в нерегулируемых ступенях изменяется от 0,25—0,6 в ЧВД до 1,5—2,0 в последних ступенях предельных размеров. Поэтому при расчете последних ступеней необходимо учитывать дополнительные потери энергии, связанные со сверхзвуковым обтеканием решеток.

Перечисленные особенности не исчерпывают всего многообразия вопросов, встречающихся при детальном расчете проточной части турбины. Пример такого расчета приведен в § 5.7.

Рассмотрим особенности расчета реактивных ступеней. Кроме рассмотренных, для реактивных ступеней имеют место специфические особенности по сравнению с активными ступенями. Как уже указывалось, для реактивных ступеней минимальная высота лопаток первых нерегулируемых ступе-

ней существенно выше, чем для активных, и составляет 20—25 мм. При меньших высотах лопаток в реактивных ступенях возникают повышенные протечки пара в зазорах между сопловыми лопатками и ротором, а также между рабочими лопатками и статором. При этом обязательным является выпуск пара в первые нерегулируемые ступени по всей окружности сопловой решетки, т.е.  $e = 1$ . Угол выхода из сопловых лопаток этих ступеней составляет 15—18°; степень реактивности всех ступеней, за исключением последних двух-трех, равна 0,5. В последних ступенях из-за большой веерности и обязательной положительной степени реактивности у корня степень реактивности по среднему диаметру больше 0,5.

## 5.6. ОСОБЕННОСТИ ВЛАЖНО-ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС

Подавляющее большинство турбин АЭС работает на насыщенном паре. Особенности использования влажного пара в турбинах АЭС существенным образом влияют на их расчет и конструкцию. Рассмотрим некоторые из этих особенностей.

**Малый располагаемый теплотерпад.** В большинстве турбин насыщенного пара располагаемый теплотерпад приблизительно в 2 раза меньше, чем в турбинах на высокие начальные параметры пара. Так, например, в современных турбинах насыщенного пара с внешней сепарацией при  $p_0 = 6,0$  МПа располагаемый теплотерпад составляет менее 60 % располагаемого теплотерпада турбины с  $p_0 = 23$  МПа и  $t_0 = t_{\text{пп}} = 550^\circ\text{C}$ . Следствием этого являются: 1) отсутствие ЦСД в большинстве влажно-паровых турбин; 2) выработка в ЧНД примерно 50—60 % всей мощности турбины, поэтому влияние ЧНД на экономичность оказывается весьма существенным; 3) заметное влияние на экономичность турбины потеря с выходной скоростью  $\Delta H_{\text{в.с}}$ , эффективности выходного патрубка, потеря от дросселирования в паровпускных органах, в ресиверах, в тракте внешнего сепаратора-перегревателя.

**Объемные расходы пара.** В турбинах насыщенного пара из-за пониженных начальных параметров, меньшего располагаемого теплотерпада и пониженного КПД объемные расходы пара примерно на 60—90 % больше, чем в турбинах на высокие параметры той же мощности. В связи с этим для конструкции турбин АЭС характерны следующие особенности: 1) повышенные габариты паровпускных органов; 2) двухпоточное исполнение ЧВД турбин мощностью выше 500 МВт; 3) большие высоты лопаток регулирующей ступени, что затрудняет применение парциального подвода пара, т.е. сопло-

вого парораспределения из-за значительных изгибающих напряжений в лопатках; 4) большие расходы пара в ЦНД, что требует увеличения числа потоков, применения пониженной частоты вращения.

**Влажность пара.** Для турбин АЭС особо важна проблема влажности, так как большинство ступеней таких турбин работают в зоне влажного пара. Приблизительно можно считать, что увеличение средней влажности пара на 1 % приводит к уменьшению внутреннего относительного КПД турбины на 1 %.

Образование влаги в паре относительно высокой плотности в начале его расширения вызывает эрозийное разрушение элементов проточной части. В турбинах, работающих на влажном паре, существуют различные виды эрозии: ударная, щелевая, эрозия вымывания, встречающаяся в ресиверах, сепараторах и других частях, на которые действует влага в виде струй.

Одним из эффективных методов снижения потерь от влажности пара является проектирование ступеней и решеток турбины с учетом особенностей течения влажного пара. В частности, увеличение зазора между сопловыми и рабочими решетками ведет к выравниванию потока при входе на рабочее колесо и дополнительному разгону капель влаги. Однако за счет этого уменьшается кинетическая энергия потока на входе в рабочую решетку. Поэтому в каждой ступени существуют оптимальное соотношение размеров и оптимальный осевой зазор. Опыты показали, что увеличение осевого зазора существенно не сказывается на экономичности ступени. В некоторых турбинах размер осевого зазора в периферийной части последних ступеней доходит до 100 мм и более. Существуют и другие методы рационального проектирования ступени: уменьшение окружной скорости на периферии лопаток, достигаемое сокращением высоты лопаток, переходом на пониженную частоту вращения, уменьшением числа сопловых лопаток, благодаря чему сокращается количество крупной влаги, срывающейся с выходных кромок сопловых лопаток и попадающей на рабочие лопатки.

**Единичная мощность.** Из-за уменьшенного располагаемого теплоперепада турбины влажного пара ее мощность составляет лишь часть мощности турбины на сверхкритические параметры пара при одинаковом давлении в конденсаторе и равном числе однотипных выходных частей низкого давления.

Вопрос о целесообразной предельной единичной мощности быстроходных турбин АЭС ( $n = 50 \text{ с}^{-1}$ ) решается главным образом в зависимости от допустимого числа цилиндров в одновальном агрегате, значений вакуума и выходных потерь. Например,

конструктивная схема турбины мощностью 500 МВт включает пять цилиндров, в том числе четыре ЦНД.

Для повышения предельной мощности быстроходных турбин АЭС существуют следующие пути.

1. Увеличение пропускной способности последней ступени. В настоящее время накоплен опыт эксплуатации турбин, имеющих площадь выхода последней ступени  $\Omega$  не более  $9 \text{ м}^2$  (для лопаток из стали).

Предельная мощность турбины с  $n = 50 \text{ с}^{-1}$ , рассчитанной для работы на насыщенном паре давлением на входе  $6,0\text{—}7,0 \text{ МПа}$ , на выходе до  $4 \text{ кПа}$  и имеющей восемь потоков (четыре двухпоточных ЦНД) на базе последней ступени с высотой рабочей лопатки около  $1000 \text{ мм}$ , оценивается в  $700 \text{ МВт}$ , а мощность  $1000 \text{ МВт}$  может быть достигнута при ухудшении вакуума.

2. Снижение экономичности турбины за счет повышения конечного давления  $p_k$  или увеличения потерь с выходной скоростью. Переход от  $p_k = 3,5 \text{ кПа}$  к  $p_k = 5 \text{ кПа}$  при тех же размерах последней ступени повышает мощность турбины на 43 %, снижая КПД на  $\Delta\eta_3/\eta_3 = 0,9 \%$ . Увеличение  $\Delta H_{в.с}$  в 1,5 раза повышает мощность в 1,22 раза, снижая экономичность турбины на  $\Delta\eta_3/\eta_3 = 1,3 \%$ .

3. Уменьшение частоты вращения вдвое. Турбины насыщенного и слабоперегретого пара для АЭС в настоящее время выполняют тихоходными ( $n = 25 \text{ с}^{-1}$ ), начиная с турбин мощностью  $500\text{—}1000 \text{ МВт}$  (см. § 5.2).

**Надежность.** К турбинам АЭС предъявляются повышенные требования по надежности. Причиной этого является невозможность немедленной остановки реактора при аварийной остановке турбины. В связи с этим при проектировании турбин АЭС предусматривают большие запасы прочности, применяют более качественные материалы, по возможности используют уже апробированные сопловые и рабочие решетки. Радикальным средством повышения надежности является уменьшение частоты вращения, позволяющее снизить напряжения в элементах ротора, увеличить его жесткость, сократить число цилиндров.

**Влияние аккумулированной в турбине влаги на разгонные характеристики турбоагрегата.** Как и в турбинах с промежуточным перегревом пара для ТЭС, в турбинах АЭС из-за большого объема и протяженности паропроводов между цилиндрами при сбросе нагрузки может увеличиться частота вращения ротора. В турбинах насыщенного пара к этому добавляется вскипание и испарение влаги, сконденсировавшейся на поверхностях ротора, неподвижных деталях турбины, в сепараторе и т.п.

Расчеты и опыты показали, что за счет этого при сбросе нагрузки частота вращения может возрасти на 15—25 %. Для уменьшения разгона в турбинах АЭС используют следующие средства: 1) устанавливают специальную арматуру на входе в ЦНД после СПП; 2) сокращают размеры тракта между ЦВД и ЦНД, т.е. увеличивают разделительное давление, объединяют сепараторы и подогреватели; 3) улучшают дренаж из турбины и тракта.

**Биологическая защита.** Специфические особенности имеют турбины АЭС, работающие по одноконтурным схемам с радиоактивным паром в качестве рабочего тела. В таких условиях должна предусматриваться биологическая защита. На некоторых АЭС ограничиваются герметической обшивкой агрегата или герметизацией всей установки. Паропроводы радиоактивного пара прокладывают ниже отметки обслуживания.

Особые требования предъявляют к устранению утечек пара из турбины. Фланцевые соединения должны быть абсолютно плотными, иногда горизонтальные фланцы заваривают тонкой лентой. Широко применяют сварку трубопроводов. Предусматривают подвод нерадиоактивного пара в уплотнения из специальных котлов.

## 5.7. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрим расчет паровой турбины типа К-800-23,5 с промежуточным перегревом пара для привода генератора электрической энергии по следующим основным техническим данным:

Номинальная электрическая мощность	
$N_3$ , кВт	800 000
Частота вращения $n$ , с <sup>-1</sup>	50
Давление пара перед турбиной $p_0$ , МПа	23,5
Температура пара перед турбиной $t_0$ , °С	560
Температура перегретого пара после промежуточного перегрева $t_{пп}$ , °С	540
Давление отработавшего пара $p_k$ , кПа	3,4
Температура питательной воды $t_{п.в.}$ , °С	270

Тепловая схема установки этой турбины приведена на рис. 5.7. В установке принято восемь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды: в четырех подогревателях низкого давления, деаэраторе и трех подогревателях высокого давления. Питательные насосы развивают давление 35 МПа, приводятся в действие конденсационными турбинами, мощность турбопривода  $N_{т.п.н.} = 32$  МВт. Турбину предполагается выполнить с одним валопроводом и состоящей из пяти корпусов: однопоточного ЦВД с петлевым потоком пара, двухпоточного ЦСД и трех двухпоточных ЦНД.

Расчет турбины производится в три этапа.

На первом этапе проводится предварительная оценка процесса в  $h, s$ -диаграмме. Давление промежуточного перегрева на входе в ЦСД, необходимое для построения процесса в  $h, s$ -диаграмме, принимаем по рекомендациям гл. 1 равным 3,51 МПа. Учитывая потери давления в тракте промежуточного перегрева  $\Delta p/p_{пп} = 0,1$ , получаем давление на выходе из ЦВД, равное 3,9 МПа.

Для расчета (оценки) расходов пара перед турбиной  $G$  и в конденсатор  $G_k$  можно воспользоваться зависимостями (5.11)—(5.13). Рассмотрим возможность применения для этой цели гарантийных показателей прототипных турбоустановок.

В табл. 5.5 приведены гарантийные значения удельного расхода теплоты  $q_{бр}$  для турбин ЛМЗ и некоторые их параметры. КПД  $\eta_{ip}$  можно оценить по этим данным на основании зависимости

$$\eta_{ip} = \frac{3600}{q_{бр}},$$

где  $q_{бр}$  измеряется в килоджоулях на киловатт-час.

По определению в относительных величинах для турбоустановок с турбоприводом питательного насоса

$$q_{бр} = \frac{Q_1}{N_3 + N_{т.п.н.}} = \frac{G(h_0 - h_{п.в.}) + G_{пп}(h_{пп} - h_1)}{N_3 + N_{т.п.н.}},$$

где  $N_{т.п.н.}$  — мощность на муфте турбины питательного насоса;  $G$  — расход пара на входе в турбину;  $G_{пп}$  — расход пара после промперегревателя;  $Q_1$  — тепловая мощность, передаваемая турбоустановке от котла.

Из последней зависимости имеем

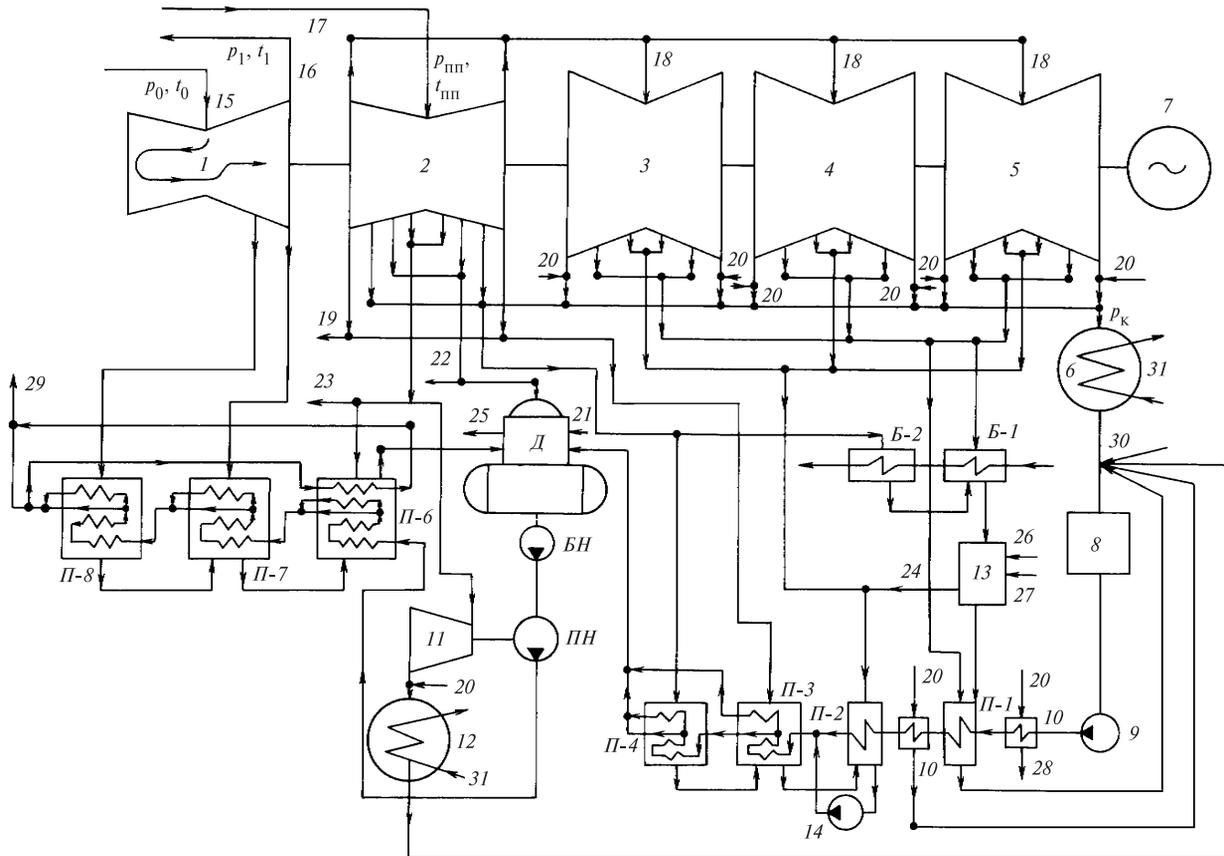
$$G = \frac{q_{бр}(N_3 + N_{т.п.н.})}{h_0 - h_{п.в.} + \beta_{пп}(h_{пп} - h_1)},$$

где  $\beta_{пп} = G_{пп}/G \leq 1$  — относительный расход пара после промперегревателя.

Обычно  $0,95 \leq \beta_{пп} \leq 1$ . Приняв  $\beta_{пп} = 1$ ,  $N_{т.п.н.} = 32$  МВт и взяв из табл. 5.5 для прототипной турбины  $q_{бр} = 7647$  кДж/(кВт·ч) (относительное значение

Таблица 5.5. Удельные расходы теплоты турбоустановок СКД ЛМЗ при гарантийных условиях, кДж/(кВт·ч) [ккал/(кВт·ч)]

Турбина	$q_{бр}$	$t_{п.в.}$ , °С	$p_k$ , кПа	$N_{э,ном}$ , МВт	$t_0/t_{пп}$	$p_0$ , МПа
К-300-23,5-3	7710 (1840)	275	3,4	300	540/565	23,5
К-500-23,5-4	7626 (1820)	276	3,3	500	540/540	23,5
К-800-23,5-5	7647 (1825)	274	3,4	800	540/540	23,5



**Рис. 5.7. Тепловая схема паротурбинной установки К-800-23,5:**

1 — ЦВД; 2 — ЦСД; 3—5 — ЦНД, 6 — основной конденсатор; 7 — электрический генератор; 8 — обессоливающая установка; 9 — конденсатный насос; 10 — сальниковые подогреватели; 11 — турбоприводы питательных насосов; 12 — конденсатор турбопривода; 13 — расширительный бак; 14 — перекачивающий насос; 15 — подвод свежего пара; 16 — на промежуточный перегрев; 17 — после промежуточного перегрева; 18 — пар в ЦНД; 19 — на подогрев воздуха; 20 — из уплотнений; 21 — из штоков клапанов и уплотнений; 22 — на сушку топлива; 23 — на разогрев топочного мазута; 24 — выпар; 25 — в коллектор; 26 — после подогрева воздуха; 27 — после сушки топлива; 28 — в бак низких точек; 29 — в котел; 30 — добавок химически очищенной воды; 31 — охлаждающая вода в конденсаторы; Б-1, Б-2 — бойлеры; П-1, П-2, ..., П-8 — подогреватели питательной воды; Д — деаэрагор; БН — бустерный насос; ПН — питательный насос

$q_{бр}^{отн} = 7647/3600 = 2,124$ ), по последней формуле получим расход пара на входе в турбину

$$G = \frac{2,124(800 + 32) \cdot 10^3}{3379 - 1182 + 3542 - 2960} = 636 \text{ кг/с.}$$

При расчете  $G_k$  для турбоустановок с турбоприводом питательного насоса формулу (5.13) следует представить в виде

$$G_k = \frac{N'_i}{h_k - h'_k} (q_{бр} - 1), \quad (5.29)$$

где

$$N'_i = N_э / (\eta_M \eta_{ЭТ}) + N_{т.п.н.} \quad (5.30)$$

По (5.30) имеем

$$N'_i = 800\,000 / (0,996 \cdot 0,987) + 32\,000 = 845\,800 \text{ кВт.}$$

По (5.29) найдем расход пара в конденсатор:

$$G_k = \frac{845\,800}{2360 - 110} (2,124 - 1) = 423 \text{ кг/с.}$$

Здесь  $h_k = 2360$  кДж/кг — энтальпия в конце процесса расширения при принятых ориентировочных значениях внутренних относительных КПД цилиндров.

После проведенной оценки расходов пара приступаем к построению процесса в  $h, s$ -диаграмме с обоснованным выбором внутренних относительных КПД отсеков проточной части турбины. Вначале для построения процессов оцениваем давление перед первой ступенью турбины

$p'_0$ , определив потери давления в стопорных и регулирующих клапанах по формуле (5.8):

$$\Delta p_0 = 0,05 p_0 = 0,05 \cdot 23,5 = 1,17 \text{ МПа.}$$

Следовательно,  $p'_0 = p_0 - \Delta p_0 = 22,33 \text{ МПа}$ . В  $h, s$ -диаграмме находим точку, соответствующую состоянию перед первой ступенью, на пересечении линии  $h_0 = \text{const}$  и изобары  $p'_0$  (рис. 5.8). Для рассчитываемой турбины выбираем сопловое парораспределение. В качестве регулирующей применяем одновенечную ступень, которая при среднем диаметре 1,1 м позволяет перерабатывать необходимый теплоперепад, равный 100 кДж/кг, с достаточной эффективностью. Этот теплоперепад выбран из условия снижения температуры пара в камере регулирующей ступени до 500 °С.

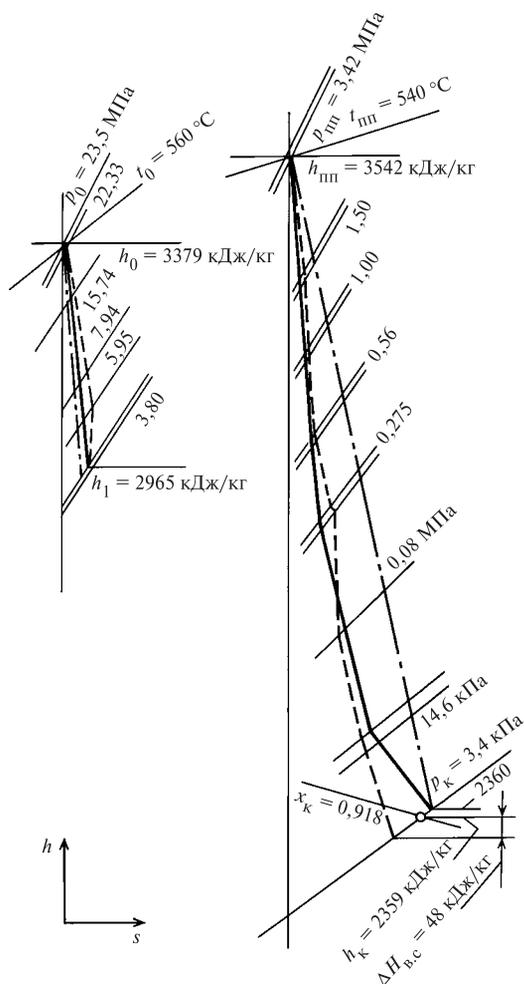


Рис. 5.8. К примеру расчета турбины К-800-23,5 (расширение пара в  $h, s$ -диаграмме):

— — — — по оценке; ————— по предварительному расчету; — — — — по детальному расчету

КПД регулирующей ступени оценивается по формуле (5.9):

$$\eta_{oi}^{p.ct} = k_1 \left( 0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{G} \sqrt{p'_0 v'_0} \right) = 0,92 \left( 0,830 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{636} \sqrt{22,33 \cdot 10^6 / 0,0147} \right) = 0,753,$$

где  $k_1 = f(u/c_\phi)$  находится по рис. 5.4 при  $u/c_\phi = 0,387$ , которое вычислено по выбранному теплоперепаду и среднему диаметру регулирующей ступени.

Так как ЦВД по конструкции принят с петлевым потоком пара, то оцениваем вначале КПД первого отсека нерегулируемых ступеней этого цилиндра по формуле (5.14):

$$\eta_{oi}^I = \left( 0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} v_{cp}} \right) \left( 1 + \frac{H_0^{TP} - 600}{20\,000} \right) (1 - \xi_{в.с.}) = \left( 0,925 - \frac{0,5}{636 \sqrt{0,020 \cdot 0,033}} \right) \left( 1 + \frac{185 - 600}{20\,000} \right) \times (1 - 0,01) = 0,868.$$

Давление за первым отсеком принято равным 8,2 МПа. При этом давлении располагаемый теплоперепад нерегулируемых ступеней делится на приблизительно равные доли. Коэффициент выходной скорости  $\xi_{в.с.}$  принят по оценке равным 0,01. Аналогично определяется КПД второго отсека:

$$\eta_{oi}^{II} = \left( 0,925 - \frac{0,5}{636 \sqrt{0,060 \cdot 0,033}} \right) \left( 1 + \frac{190 - 600}{20\,000} \right) \times (1 - 0,01) = 0,877.$$

Полученные значения КПД позволяют найти состояние пара за ЦВД. Давление за ЦВД ранее принято равным 3,9 МПа, а давление пара перед ЦСД — 3,51 МПа.

Давление пара за ЦСД принято равным 0,27 МПа для того, чтобы обеспечить размещение в ЦНД приемлемого по конструктивным соображениям числа ступеней (пять ступеней в одном потоке).

КПД ЦСД оценивается по формуле (5.14), при этом средний расход пара (между  $G$  и  $G_K$ ) через ЦСД принят равным 553 кг/с:

$$\eta_{oi}^{ЦСД} = \left( 0,925 - \frac{0,5}{0,5 \cdot 553 \sqrt{0,104 \cdot 0,76}} \right) \times \left( 1 + \frac{712 - 600}{20\,000} \right) 0,99 = 0,909.$$

Оценим потери в перепускном паропроводе между ЦСД и ЦНД по формуле (5.19):

$$\Delta p_{пер} = 0,02 p_{пер} = 0,02 \cdot 0,27 = 0,0054 \text{ МПа.}$$

Следовательно, давление пара перед ЦНД равно 0,265 МПа. Для определения внутреннего относительного КПД ЦНД по формуле (5.15) необходимо оценить потери с выходной скоростью  $\Delta H_{в.с.}$  из последней ступени. Принимаем для последней ступени с рабочей лопаткой из стали  $d_2 = 2,55 \text{ м}$  и  $l_2 = 0,95 \text{ м}$ . При этом

отношение  $d_2/l_2 = 2,68$ , а ометаемая рабочими лопатками площадь

$$\Omega = \pi d_2 l_2 = \pi \cdot 2,55 \cdot 0,95 = 7,61 \text{ м}^2.$$

Подставляя полученные значения в формулу (5.16), получаем потери энергии с выходной скоростью:

$$\begin{aligned} \Delta H_{в.с} &= \frac{10^{-3}}{2} \left( \frac{G_k v_k}{i \Omega} \right)^2 \left( 1 + \frac{0,1}{\theta - 1} \right) = \\ &= \frac{10^{-3}}{2} \left( \frac{421 \cdot 36,2}{6 \cdot 7,61} \right)^2 \left( 1 + \frac{0,1}{2,68 - 1} \right) = 59 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Здесь  $i = 6$  — число потоков пара на выходе из турбины (три ЦНД).

Таким образом, внутренний относительный КПД ЦНД без учета потерь от влажности по (5.15)

$$\begin{aligned} \eta_{oi}^{ин} &= 0,870 \left( 1 + \frac{H_0^{ЦНД} - 400}{10\,000} \right) - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{ЦНД}} = \\ &= 0,870 \left( 1 + \frac{676 - 400}{10\,000} \right) - \frac{59}{676} = 0,894 - 0,087 = 0,807. \end{aligned}$$

Далее определяем поправку на влажность по формуле (5.17):

$$k_{вл} = 1 - a \frac{y_0 + y_2}{2} = 1 - 0,8 \frac{0 + 0,10}{2} = 0,96$$

и КПД с учетом этой поправки

$$\begin{aligned} \eta_{oi} &= \eta_{oi}^{ин*} \left[ 1 - (1 - k_{вл}) \frac{H_0^{вл}}{H_0^{ЦНД}} \right] - \xi_{в.с} = \\ &= 0,894 \left[ 1 - (1 - 0,96) \frac{455}{676} \right] - 0,087 = 0,780. \end{aligned}$$

Здесь  $\eta_{oi}^{ин*} = \eta_{oi}^{ин} + \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{ЦНД}}$  — КПД по параметрам полного

торможения;  $H_0^{вл} = 455$  кДж/кг — теплоперепад ступеней

ЦНД, работающих в области влажного пара;  $H_0^{ЦНД} = 676$  кДж/кг — располагаемый теплоперепад ЦНД.

При оценке теплоперепада ЦНД принято, что потери давления в выходном патрубке турбины равны нулю, т.е.  $p_{2z} = p_k = 3,4$  кПа.

Полученные значения КПД отсеков и цилиндров, а также потерь давления в паровпускных органах и перепускных трубопроводах позволяют построить процесс в  $h, s$ -диаграмме, показанный на рис. 5.8.

На втором этапе проводится расчет тепловой схемы, принципиальные основы которого изложены в § 1.8 на примере турбоустановки К-200-12,8. Результаты расчета рассматриваемой тепловой схемы представлены в табл. 5.6.

Приведенный теплоперепад по результатам расчета тепловой схемы и предварительной оценке процесса в  $h, s$ -диаграмме находим, используя табл. 5.6:

$$\bar{H}_i = \sum_k H_{ik} (1 - \Sigma \alpha_{k-1}) = 1271,2 \text{ кДж/кг}.$$

Далее определяем расчетное значение расхода пара через первую ступень турбины:

$$G_1 = \frac{N_э}{\bar{H}_i \eta_m \eta_{э,г}} = \frac{800\,000}{1271,2 \cdot 0,996 \cdot 0,987} = 640 \text{ кг/с}.$$

На третьем этапе проводится детальный расчет проточной части турбины.

а) *Регулирующая ступень ЦВД*. При предварительной оценке КПД регулирующей ступени выбраны средний

Таблица 5.6. Результаты расчета тепловой схемы

Показатель	Отсек турбины								
	от входа в турбину до отбора № 8	от отбора № 8 до выхода из ЦВД и отбора № 7	от промежуточного перегрева до отбора № 6	от отбора № 6 до отбора № 5	от отбора № 5 до отбора № 4	от отбора № 4 до выхода из ЦСД и отбора № 3	от входа в ЦНД до отбора № 2	от отбора № 2 до отбора № 1	от отбора № 1 до конденсатора
Давление пара перед и за отсеком $p$ , МПа	22,33	5,95	3,51	1,65	0,97	0,53	$2,65 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$
Энтальпия пара перед отсеком $h$ , кДж/кг	5,95	3,9	1,65	0,97	0,53	0,27	$8 \cdot 10^{-2}$	$1,80 \cdot 10^{-2}$	$0,34 \cdot 10^{-2}$
Использованный теплоперепад отсека $H_i$ , кДж/кг	3379	3068	3542	3312	3171	3030	2889	2692	2496
Использованный теплоперепад отсека $H_i$ , кДж/кг	311	90	230	141	141	141	197	196	137
Доля отбираемого пара $\alpha$	—	0,052	0,054	0,097*	0,012	0,047	0,057	0,048	0,021
Относительный расход пара через отсек $1 - \Sigma \alpha$	1,00	0,948	0,894	0,797	0,785	0,738	0,681	0,633	0,612
Приведенный теплоперепад отсека $H_i(1 - \Sigma \alpha)$ , кДж/кг	311	85,5	205,6	112,4	110,7	104,1	134,2	124,1	83,8

\* С учетом расхода пара на турбопривод питательных насосов.

диаметр  $d = 1,1$  м и располагаемый теплоперепад  $H_0 = 100$  кДж/кг (рис. 5.9).

По значениям диаметра и располагаемого теплоперепада находим отношение скоростей регулирующей ступени  $u/c_\phi = 0,387$ .

Результаты детального расчета регулирующей ступени приведены в табл. 5.7; треугольники скоростей изображены на рис. 5.10.

В связи с большим объемным расходом пара значения эффективного угла выхода из сопловой решетки и степени парциальности выбраны повышенными:  $\alpha_{13} = 16^\circ$  и  $e = 0,86$ .

Полученное в результате расчета значение КПД регулирующей ступени  $\eta_{oi} = 0,76$  существенно ниже по сравнению с последующими нерегулируемыми ступенями в

связи с неоптимальным отношением скоростей  $u/c_\phi$ , а также повышенными концевыми потерями при малом отношении  $l/b$ , соответственно пониженными коэффициентами скорости  $\phi$  и  $\psi$  и потерями от парциального впуска пара.

б) *Первый отсек ЦВД.* Расход пара через первый отсек ЦВД отличается от расхода пара через регулирующую ступень на значение утечки пара через уплотнение, расположенное между первым и вторым отсеками ЦВД (см. рис. 5.9) Утечка пара через это уплотнение определяется по формуле (3.30):

$$\Delta G_y = \mu_y F_y \sqrt{p_0 / v_0} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z_y}} =$$

$$= 0,73 \cdot 14,1 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{15,8 \cdot 10^6}{0,020}} \sqrt{\frac{1 - 0,5^2}{70}} = 3 \text{ кг/с.}$$

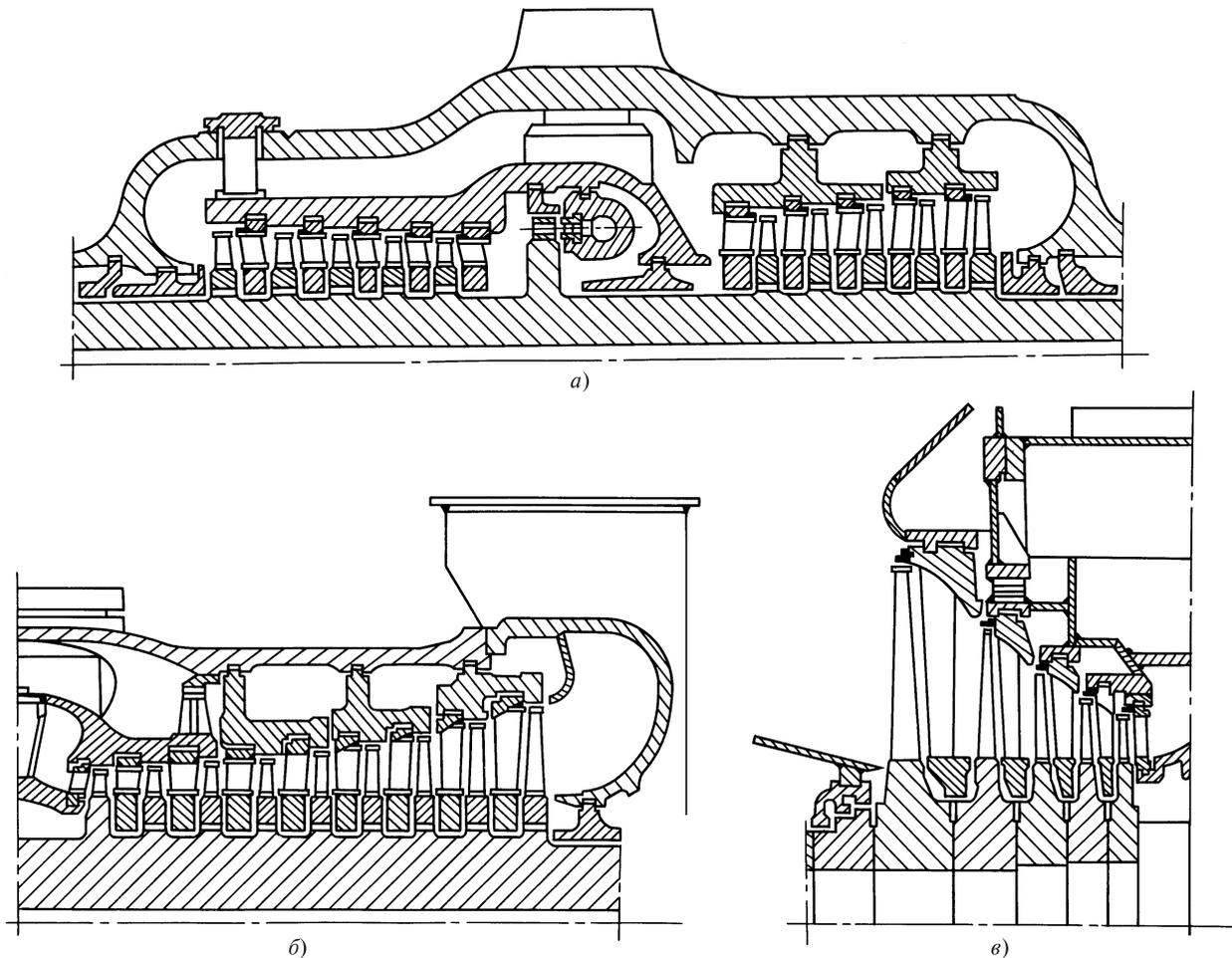


Рис. 5.9. Проточная часть турбины К-800-23,5 (к примеру расчета):  
 а — ЦВД; б — один из потоков ЦСД; в — то же ЦНД

Таблица 5.7. Результаты расчета проточной части турбины К-800-23,5

Показатель	Номер ступени									
	1		2		3		4		5	
	Регулирующая		Первый отсек ЦВД							
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара $G$ , кг/с	640		637		637		637		637	
Параметры пара перед ступенью:										
давление $p_0$ , МПа	22,33		15,74		13,70		12,06		10,50	
температура (сухость) $t_0$ ( $x_0$ ), °С	556		501		481		462		442	
энтальпия $h_0$ , кДж/кг	3379,0		3303,0		3269,0		3236,5		3203,8	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$ , кДж/кг	0		0		1,6		1,6		1,6	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$ , МПа	22,33		15,74		13,77		12,12		10,56	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$ , кДж/кг	100,0		38,5		38,5		38,5		38,5	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров $H_0$ , кДж/кг	100,0		38,5		36,9		36,9		36,9	
Средний диаметр $d_1; d_2$ , м	1,100		0,901		0,909		0,919		0,9315	
Окружная скорость $u_1; u_2$ , м/с	173,0		141,5		143		144,5		146	
Отношение скоростей $u/c_\phi$	0,387		0,510		0,515		0,521		0,526	
Степень реактивности:										
корневая $\rho_k$	—		0,06		0,06		0,06		0,06	
средняя $\rho_{cp}$	0,05		0,195		0,21		0,22		0,235	
периферийная $\rho_n$	—		0,32		0,35		0,38		0,40	
Изоэнтропийный перепад в решетке $H_{0c}; H_{0p}$ , кДж/кг	95,0	5,0	31,0	7,5	30,4	8,1	30,0	8,5	29,5	9,0
Теоретическая скорость на выходе $c_{1t}; w_{2t}$ , м/с	436	276	249	163,5	246,5	165,5	245	165,5	243	166,5
Параметры пара за решетками:										
давление $p_1; p_2$ , МПа	16,00	15,4	14,05	13,70	12,40	12,06	10,80	10,50	9,53	9,23
удельный объем $v_{1t}; v_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0191	0,0195	0,0216	0,0221	0,0240	0,0246	0,0270	0,0276	0,0298	0,0306
сухость $x_{1t}; x_{2t}$										
Число Маха $M_{1t}; M_{2t}$	0,69	0,44	0,40	0,26	0,40	0,27	0,40	0,27	0,40	0,28
Коэффициент расхода $\mu_1; \mu_2$	0,97	0,925	0,97	0,95	0,975	0,95	0,975	0,955	0,975	0,955
Площадь решетки $F_1; F_2$ , 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>	290	490	570	905	635	990	720	1110	800	1225
Эффективный угол выхода $\alpha_{1\beta}; \beta_{2\beta}$ , град	16	25,6	14	21,4	14	21,3	14	21,2	14	21,0
Высота решетки $l_1; l_2$ , 10 <sup>-3</sup> м	38	41	83	87	91	95	101	105	113	117
Относительная высота решетки $l_1/b_1; l_2/b_2$	0,47	0,41	0,52	1,2	0,57	1,4	0,63	1,5	0,70	1,7
Отношение $d_2/l_2$	—	27	—	10,3	—	9,6	—	8,8	—	8,0
Коэффициент скорости $\phi; \psi$	0,962	0,912	0,964	0,947	0,965	0,948	0,966	0,949	0,967	0,949
Скорость на выходе потока из решетки $c_1; w_2$ , м/с	419,5	251,5	240	155	238	157	236,5	157	235	158
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее $w_1; c_2$ , м/с	257,5	121,5	108,5	56,5	105,5	57	102	57	99	57
Углы направления этих скоростей $\beta_1; \alpha_2$ , град	27	64	32	87	33	87	34	88	35	88
Потери энергии в решетке $\Delta H_c; \Delta H_p$ , кДж/кг	7,1	6,4	2,2	1,4	2,1	1,4	2,0	1,4	1,9	1,4
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	7,4	—	1,6	—	1,6	—	1,6	—	1,6	—
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	100,0	—	36,9	—	36,9	—	36,9	—	36,9	—
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,791	—	0,902	—	0,905	—	0,908	—	0,911	—
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}; \pi d_n \delta_3$ , 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>	—	24,8	2,2	20,5	2,2	20,8	2,2	21,2	2,2	21,6
Потери от утечек $\xi_y^d; \xi_y^b$	—	0,016	0,004	0,020	0,003	0,020	0,003	0,019	0,003	0,017
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,001	0,014	0,001	—	0,001	—	0,001	—	0,001	—
Относительный внутренний КПД $\eta_{oi}$	0,760	—	0,877	—	0,881	—	0,885	—	0,890	—
Использованный теплоперепад $H_i$ , кДж/кг	76,0	—	32,4	—	32,5	—	32,7	—	32,8	—
Внутренняя мощность $N_p$ , кВт	48 640	—	20 640	—	20 700	—	20 830	—	20 890	—
Энтальпия за отсеком $h$ , кДж/кг	3303,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Показатель	Номер ступени									
	6		7		8		9		10	
	Первый отсек ЦВД		Второй отсек ЦВД							
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара $G$ , кг/с	637		638,6		638,6		605,3		605,3	
Параметры пара перед ступенью:										
давление $p_0$ , МПа	9,23		7,94		6,9		5,95		5,17	
температура (сухость) $t_0$ ( $x_0$ ), °С	422		407		382		362		343	
энтальпия $h_0$ , кДж/кг	3171,0		3140,4		3104,9		3070,9		3036,7	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$ , кДж/кг	1,6		0		1,6		1,5		1,5	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$ , МПа	9,28		7,94		6,94		5,98		5,20	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$ , кДж/кг	38,5		39,5		39,5		39,5		39,5	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров $H_0$ , кДж/кг	36,9		39,5		37,9		38,0		38,0	
Средний диаметр $d_1; d_2$ , м	0,9435		0,985		1,002		1,010		1,031	
Окружная скорость $u_1; u_2$ , м/с	148		154,5		157,5		158,5		162	
Отношение скоростей $u/c_\Phi$	0,533		0,550		0,560		0,564		0,576	
Степень реактивности:										
корневая $\rho_k$	0,06		0,07		0,07		0,07		0,07	
средняя $\rho_{cp}$	0,25		0,30		0,32		0,33		0,35	
периферийная $\rho_n$	0,43		0,45		0,47		0,49		0,52	
Изоэнтропийный перепад в решетке $H_{0c}; H_{0p}$ , кДж/кг	28,9	9,6	27,6	11,9	26,9	12,6	26,5	13,0	25,7	13,8
Теоретическая скорость на выходе $c_{1t}; w_{2t}$ , м/с	240,5	168,5	235	176,5	232	178,5	230	180	226,5	182
Параметры пара за решетками:										
давление $p_1; p_2$ , МПа	8,39	8,10	7,22	6,90	6,24	5,95	5,44	5,17	4,70	4,45
удельный объем $v_{1t}; v_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0331	0,0339	0,0376	0,0390	0,0423	0,0438	0,0470	0,0490	0,0534	0,0555
сухость $x_{1t}; x_{2t}$										
Число Маха $M_{1t}; M_{2t}$	0,40	0,28	0,40	0,30	0,40	0,31	0,40	0,31	0,40	0,32
Коэффициент расхода $\mu_1; \mu_2$	0,975	0,955	0,98	0,96	0,98	0,96	0,98	0,96	0,98	0,96
Площадь решетки $F_1; F_2$ , 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>	900	1340	1040	1470	1190	1630	1260	1715	1455	1925
Эффективный угол выхода $\alpha_{1\beta}; \beta_{2\beta}$ , град	14	20,5	14	19,4	14	18,9	14	18,7	14	18,2
Высота решетки $l_1; l_2$ , 10 <sup>-3</sup> м	125,5	129,5	139	143	156	160	164	169	185	189
Относительная высота решетки $l_1/b_1; l_2/b_2$	0,79	1,9	1,0	1,6	1,1	1,8	1,2	1,9	1,3	2,1
Отношение $d_2/l_2$	—	7,3	—	6,9	—	6,3	—	6,0	—	5,5
Коэффициент скорости $\phi; \psi$	0,938	0,950	0,969	0,950	0,970	0,951	0,971	0,951	0,972	0,952
Скорость на выходе потока из решетки $c_1; w_2$ , м/с	233	160	227,5	167,5	225	170	223,5	171	220	174
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее $w_1; c_2$ , м/с	94	56	85,5	56	81,5	55	79,5	55	74	54,5
Углы направления этих скоростей $\beta_1; \alpha_2$ , град	36	88	40	86	42	86	43	86	46	87
Потери энергии в решетке $\Delta H_c; \Delta H_p$ , кДж/кг	1,8	1,4	1,7	1,5	1,6	1,5	1,5	1,5	1,4	1,6
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	1,6		1,6		1,5		1,5		1,5	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	38,5		37,9		38,0		38,0		38,0	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,875		0,916		0,918		0,921		0,921	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}; \pi d_n \delta_y, 10^{-4} \text{ м}^2$	2,2	22,2	2,7	25,3	2,7	26,0	2,7	26,4	2,7	27,2
Потери от утечек $\xi_y^d; \xi_y^6$	0,002	0,016	0,002	0,018	0,002	0,017	0,002	0,017	0,002	0,016
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД $\eta_{oi}$	0,856		0,895		0,898		0,901		0,902	
Использованный теплоперепад $H_i$ , кДж/кг	33,0		33,9		34,1		34,2		34,2	
Внутренняя мощность $N_i$ , кВт	21 020		21 650		21 780		20 700		20 760	
Энтальпия за отсеком $h$ , кДж/кг	3139,6		—		—		—		—	

Показатель	Номер ступени									
	11		12		13		14		15	
	Второй отсек ЦВД		ЦСД							
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара $G$ , кг/с	605,3		285,0		285,0		285,0		253,9	
Параметры пара перед ступенью:										
давление $p_0$ , МПа	4,45		3,42		2,51		2,06		1,60	
температура (сухость) $t_0$ ( $x_0$ ), °С	323		540		499		468		435	
энтальпия $h_0$ , кДж/кг	3002,4		3543,0		3454,0		3390,3		3324,8	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$ , кДж/кг	1,5		0,0		5,6		5,0		5,1	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$ , МПа	4,48		3,42		2,55		2,08		1,63	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$ , кДж/кг	39,5		100,0		77,0		78,0		79,0	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров $H_0$ , кДж/кг	38,0		100,0		71,4		73,0		73,9	
Средний диаметр $d_1; d_2$ , м	1,053		1,291		1,303		1,324		1,333	
Окружная скорость $u_1; u_2$ , м/с	165,5		203		204,5		208		209,5	
Отношение скоростей $u/c_\Phi$	0,589		0,454		0,526		0,527		0,527	
Степень реактивности:										
корневая $\rho_k$	0,07		0,08		0,08		0,08		0,08	
средняя $\rho_{cp}$	0,37		0,19		0,20		0,21		0,22	
периферийная $\rho_n$	0,54		0,28		0,31		0,33		0,34	
Изоэнтропийный перепад в решетке $H_{0c}; H_{0p}$ , кДж/кг	24,9	14,6	81,5	19,0	61,6	15,4	61,6	16,4	61,6	17,4
Теоретическая скорость на выходе $c_{1t}; w_{2t}$ , м/с	223	184,5	402,5	276	351	235	351	238,5	351	241,5
Параметры пара за решетками:										
давление $p_1; p_2$ , МПа	4,03	3,80	2,65	2,51	2,14	2,05	1,69	1,60	1,35	1,27
удельный объем $v_{1t}; v_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0600	0,0628	0,132	0,139	0,157	0,163	0,191	0,200	0,230	0,241
сухость $x_{1t}; x_{2t}$										
Число Маха $M_{1t}; M_{2t}$	0,40	0,32	0,60	0,41	0,53	0,37	0,54	0,37	0,55	0,38
Коэффициент расхода $\mu_1; \mu_2$	0,98	0,96	0,98	0,955	0,98	0,96	0,98	0,965	0,98	0,965
Площадь решетки $F_1; F_2$ , 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>	1660	2147	955	1485	1300	2060	1580	2480	1700	2630
Эффективный угол выхода $\alpha_{1\beta}; \beta_{2\beta}$ , град	14	17,9	14	21,3	17	26,4	17	26,3	17	26,1
Высота решетки $l_1; l_2$ , 10 <sup>-3</sup> м	207	211	97	101	109	113	130	134	139	143
Относительная высота решетки $l_1/b_1; l_2/b_2$	1,5	2,3	0,88	1,7	0,78	1,9	0,93	2,2	1,0	2,4
Отношение $d_2/l_2$	—	5,0	—	12,8	—	11,6	—	9,9	—	9,3
Коэффициент скорости $\phi; \psi$	0,973	0,953	0,970	0,948	0,969	0,953	0,970	0,954	0,970	0,955
Скорость на выходе потока из решетки $c_1; w_2$ , м/с	217	176	390,5	261,6	340	224	340,5	227,5	340,5	230,5
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее $w_1; c_2$ , м/с	69,5	54	199,5	105,5	156,5	99,5	155	101	153	101
Углы направления этих скоростей $\beta_1; \alpha_2$ , град	49	88	28	66	39	92	40	92	41	91
Потери энергии в решетке $\Delta H_c; \Delta H_p$ , кДж/кг	1,3	1,6	4,8	3,9	3,8	2,5	3,6	2,5	3,6	2,6
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	1,5		5,6		5,0		5,1		5,1	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	39,5		94,4		72,1		72,9		73,9	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,889		0,908		0,913		0,915		0,916	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}; \pi d_n \delta_y, 10^{-4} \text{ м}^2$	2,7	28,2	3,6	35,0	3,6	35,5	3,6	36,5	3,6	36,8
Потери от утечек $\xi_y^d; \xi_y^6$	0,001	0,014	0,003	0,020	0,003	0,016	0,002	0,015	0,002	0,014
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД $\eta_{oi}$	0,873		0,884		0,893		0,897		0,899	
Использованный теплоперепад $H_i$ , кДж/кг	34,5		83,4		64,3		65,4		66,4	
Внутренняя мощность $N_i$ , кВт	20 880		23 770		18 330		18 640		16 860	
Энтальпия за отсеком $h$ , кДж/кг	2967,9		—		—		—		—	

Показатель	Номер ступени									
	16		17		18		19		20	
	ЦСД									
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара $G$ , кг/с	253,9		250,0		250,0		234,9		234,9	
Параметры пара перед ступенью:										
давление $p_0$ , МПа	1,27		1,00		0,75		0,56		0,40	
температура (сухость) $t_0$ ( $x_0$ ), °C	400		369		332		296		258	
энтальпия $h_0$ , кДж/кг	3258,4		3189,9		3119,5		3047,2		2973,0	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$ , кДж/кг	5,1		5,3		5,3		5,4		5,2	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$ , МПа	1,29		1,02		0,76		0,57		0,41	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$ , кДж/кг	81,0		83,0		85,0		87,0		89,0	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров $H_0$ , кДж/кг	75,9		78,7		79,7		81,6		83,8	
Средний диаметр $d_1; d_2$ , м	1,359		1,391		1,437		1,485		1,560	
Окружная скорость $u_1; u_2$ , м/с	213,5		218,5		225,5		235		245	
Отношение скоростей $u/c_\Phi$	0,530		0,536		0,547		0,560		0,581	
Степень реактивности:										
корневая $\rho_k$	0,08		0,08		0,08		0,08		0,08	
средняя $\rho_{cp}$	0,24		0,26		0,32		0,36		0,40	
периферийная $\rho_\Pi$	0,39		0,44		0,48		0,53		0,58	
Изоэнтропийный перепад в решетке $H_{0c}; H_{0p}$ , кДж/кг	61,6	19,4	61,4	21,6	57,8	27,2	55,7	31,3	53,4	35,6
Теоретическая скорость на выходе $c_{1t}; w_{2t}$ , м/с	351	248	350,5	254	340	268	334	278,5	327	288,5
Параметры пара за решетками:										
давление $p_1; p_2$ , МПа	1,07	1,00	0,81	0,75	0,62	0,56	0,45	0,40	0,322	0,275
удельный объем $v_{1t}; v_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	0,279	0,294	0,345	0,364	0,425	0,463	0,550	0,600	0,715	0,810
сухость $x_{1t}; x_{2t}$										
Число Маха $M_{1t}; M_{2t}$	0,56	0,40	0,58	0,43	0,58	0,46	0,59	0,50	0,60	0,54
Коэффициент расхода $\mu_1; \mu_2$	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965	0,98	0,965
Площадь решетки $F_1; F_2$ , 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>	2060	3120	2510	3710	3190	4480	3950	5240	5240	6830
Эффективный угол выхода $\alpha_{1\beta}; \beta_{2\beta}$ , град	17	25,6	17	25,0	17	23,7	17	22,4	17	22,1
Высота решетки $l_1; l_2$ , 10 <sup>-3</sup> м	166	170	198	202	242	247	291	296	365	370
Относительная высота решетки $l_1/b_1; l_2/b_2$	1,2	2,8	1,4	3,4	1,7	3,9	2,1	4,9	2,6	6,2
Отношение $d_2/l_2$	—	8,0	—	6,9	—	5,8	—	5,0	—	4,2
Коэффициент скорости $\phi; \psi$	0,971	0,955	0,972	0,955	0,972	0,955	0,972	0,955	0,972	0,955
Скорость на выходе потока из решетки $c_1; w_2$ , м/с	341	237	340,5	242,5	330,5	256	324,5	266	318	275
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее $w_1; c_2$ , м/с	150,5	102,5	146	102,5	132	103,5	122	102	109,5	104
Углы направления этих скоростей $\beta_1; \alpha_2$ , град	42	90	43	89	47	85	51	83	58	84
Потери энергии в решетке $\Delta H_c; \Delta H_p$ , кДж/кг	3,5	2,7	3,4	2,8	3,2	3,2	3,1	3,4	2,9	3,7
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	5,3		5,3		5,4		5,4		5,4	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с} \Delta H_{в.с}$ , кДж/кг	75,7		77,7		79,6		81,8		89,0	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,918		0,920		0,920		0,921		0,865	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}; \pi d_\Pi \delta_y, 10^{-4} \text{ м}^2$	3,6	38,0	3,6	39,4	3,6	41,6	3,6	43,8	3,6	47,4
Потери от утечек $\xi_y^d; \xi_y^6$	0,002	0,013	0,001	0,012	0,001	0,011	0,001	0,010	0,001	0,008
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_\Pi + \xi_{вл}$	0,001		0,001		0,001		0,001		0,001	
Относительный внутренний КПД $\eta_{oi}$	0,902		0,906		0,907		0,909		0,855	
Использованный теплоперепад $H_i$ , кДж/кг	68,3		70,4		72,2		74,4		76,1	
Внутренняя мощность $N_i$ , кВт	17 340		17 600		18 050		17 480		17 880	
Энтальпия за отсеком $h$ , кДж/кг	—		—		—		—		2902,1	

Показатель	Номер ступени									
	21		22		23		24		25	
	ЦНД									
	Сопло- вая	Рабочая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая	Сопло- вая	Рабо- чая
Расход пара $G$ , кг/с	72,2		72,2		67,1		67,1		64,8	
Параметры пара перед ступенью:										
давление $p_0$ , МПа	0,27		0,152		0,08		0,0361		0,0146	
температура (сухость) $t_0$ ( $x_0$ ), °С	218		163		106		0,976		0,947	
энтальпия $h_0$ , кДж/кг	2902,1		2794,3		2688,2		2579,2		2471,3	
Кинетическая энергия на входе в ступень $c_0^2/2$ , кДж/кг	0		3,0		4,0		5,3		9,0	
Давление торможения перед ступенью $\bar{p}_0$ , МПа	0,27		0,155		0,082		0,0375		0,0155	
Располагаемый теплоперепад от параметров торможения $\bar{H}_0$ , кДж/кг	120,0		120,0		125,0		130,0		203,0	
Располагаемый теплоперепад от статических параметров $H_0$ , кДж/кг	120,0		117,0		121,0		124,7		194,0	
Средний диаметр $d_1; d_2$ , м	1,810		1,885		2,013   2,015		2,220   2,225		2,530   2,550	
Окружная скорость $u_1; u_2$ , м/с	284,5		296		316   316,5		348,5   349,5		397,5   400,5	
Отношение скоростей $u/c_\Phi$	0,581		0,604		0,632		0,683		0,624	
Степень реактивности:										
корневая $\rho_k$	0,20		0,20		0,20		0,20		0,30	
средняя $\rho_{cp}$	0,33		0,40		0,46		0,55		0,69	
периферийная $\rho_n$	0,46		0,53		0,65		0,71		0,82	
Изоэнтропийный перепад в решетке $H_{0c}; H_{0p}$ , кДж/кг	80,4   39,6		72,0   48,0		67,5   57,5		58,5   71,5		62,9   140,1	
Теоретическая скорость на выходе $c_{1t}; w_{2t}$ , м/с	401   306		379,5   326		367,5   349,5		342   390		355   548,5	
Параметры пара за решетками:										
давление $p_1; p_2$ , МПа	0,186   0,152		0,104   0,080		0,054   0,0375		0,025   0,0155		0,0098   0,0034	
удельный объем $v_{1t}; v_{2t}$ , м <sup>3</sup> /кг	1,102   1,305		1,76   2,13		2,99   4,13		5,98   9,14		13,88   36,9	
сухость $x_{1t}; x_{2t}$	—   —		—   —		0,990   0,973		0,958   0,940		0,931   0,891	
Число Маха $M_{1t}; M_{2t}$	0,78   0,60		0,78   0,69		0,82   0,78		0,83   0,98		0,90   1,48	
Коэффициент расхода $\mu_1; \mu_2$	0,98   0,965		0,98   0,965		0,985   0,98		1,00   1,00		1,025   1,020	
Площадь решетки $F_1; F_2$ , 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>	2020   3190		3420   4890		5540   8090		11730   15730		24680   35200	
Эффективный угол выхода $\alpha_{1\theta}; \beta_{2\theta}$ , град	10   15,5		12   16,8		12,5   17,9		16   21,1		19,8/20,9   25,6/35,8	
Высота решетки $l_1; l_2$ , 10 <sup>-3</sup> м	205   210		278   285		405   415		610   625		920   950	
Относительная высота решетки $l_1/b_1; l_2/b_2$	—   —		—   —		—   —		—   —		—   —	
Отношение $d_2/l_2$	—   8,6		—   6,9		5,0   4,8		3,64   3,56		2,75   2,68	
Коэффициент скорости $\phi; \psi$	0,972   0,955		0,973   0,956		0,973   0,957		0,974   0,958		0,974   0,958	
Скорость на выходе потока из решетки $c_1; w_2$ , м/с	340   292		369,5   311,5		357,5   334,5		333   373,5		346   525,5	
Относительная скорость на входе в рабочую решетку и абсолютная скорость на выходе из нее $w_1; c_2$ , м/с	120,5   78		101   89,5		84   103		96   134,5		144   308,5	
Углы направления этих скоростей $\beta_1; \alpha_2$ , град	34   92		50   89		67   89		107   90		122   85	
Потери энергии в решетке $\Delta H_c; \Delta H_p$ , кДж/кг	4,4   4,1		3,8   4,6		3,6   5,1		3,0   6,3		3,8   12,4	
Потери энергии с выходной скоростью $\Delta H_{в.с.}$ , кДж/кг	3,0		4,0		5,3		9,0		47,6	
Располагаемая энергия ступени $E_0 = \bar{H}_0 - \kappa_{в.с.} \Delta H_{в.с.}$ , кДж/кг	117,0		116,0		119,7		121,0		203,0	
Относительный лопаточный КПД $\eta_{ол}$	0,927		0,928		0,927		0,923		0,689	
Эквивалентные площади диафрагменного и периферийного зазоров $\mu_y F_y / \sqrt{z_y}; \pi d_n \delta_3$ , 10 <sup>-4</sup> м <sup>2</sup>	16,2   68		16,2   73		16,2   82		16,2   128		16,2   315	
Потери от утечек $\xi_y^A; \xi_y^B$	0,007   0,022		0,004   0,016		0,003   0,011		0,001   0,013		0,000   0,0077	
Потери от трения диска, парциальности, влажности $\xi_{тр} + \xi_n + \xi_{вл}$	0,002		0,002		0,001 + 0,012		0,001 + 0,047		0,000 + 0,084	
Относительный внутренний КПД $\eta_{oi}$	0,896		0,903		0,900		0,861		0,598	
Использованный теплоперепад $H_f$ , кДж/кг	104,8		105,1		107,7		104,2		121,4	
Внутренняя мощность $N_f$ , кВт	7570		7590		7230		6990		7870	
Энтальпия за отсеком $h$ , кДж/кг	—		—		—		—		2358,9	

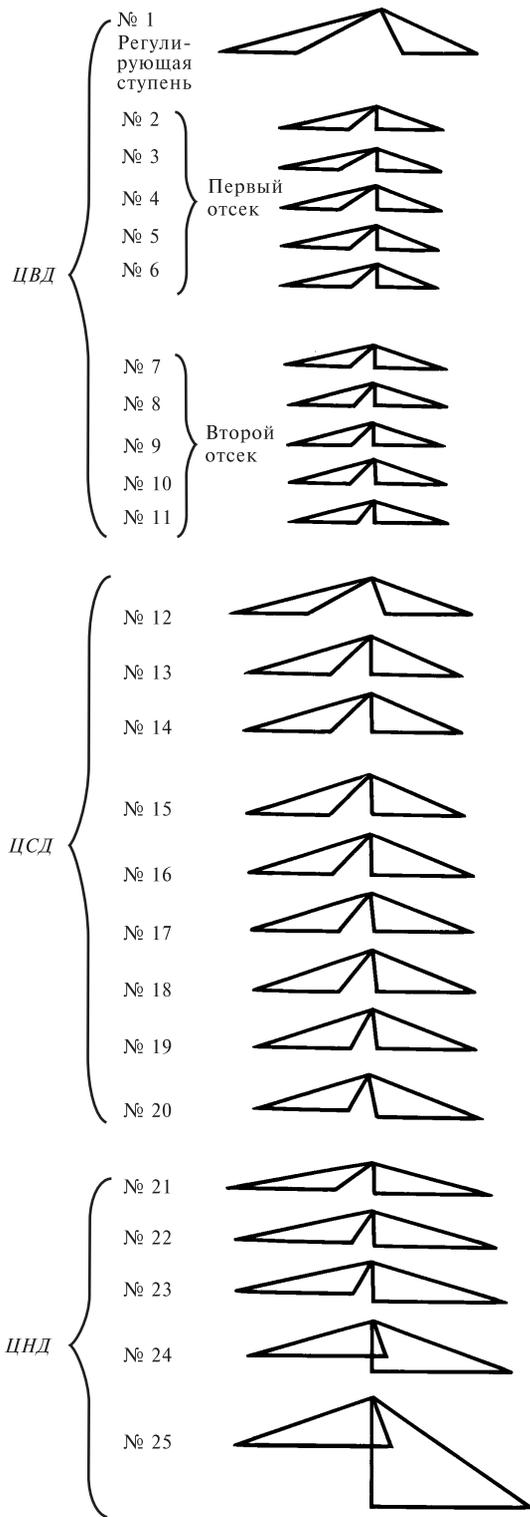


Рис. 5.10. Треугольники скоростей на среднем диаметре для ступеней турбины К-800-23,5 (к примеру расчета)

Здесь принято число уплотнительных гребешков  $z_y = 70$ , диаметр щелей под ними  $d_y = 0,56$  м, размер щели  $\delta_y = 0,8$  мм; коэффициент расхода  $\mu_y = 0,73$  определен по рис. 3.22, площадь зазора уплотнения

$$F_y = \pi d_y \delta_y = \pi \cdot 0,56 \cdot 0,0008 = 1,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Параметры пара перед уплотнением приняты по состоянию пара за регулирующей ступенью. Давление за уплотнением, равное давлению пара перед вторым отсеком, оценено ориентировочно и составляет 7,9 МПа, т.е.  $\varepsilon = 0,5$ . Таким образом, расход пара на входе в первый отсек составляет  $G = 640 - 3 = 637$  кг/с.

Далее рассчитываем число ступеней отсека. Диаметр первой нерегулируемой ступени принимаем равным  $d = 0,9$  м и определяем высоту сопловой решетки в соответствии с формулой (5.23):

$$l_1 = \frac{G v_{1t} x_\phi}{\pi^2 d^2 \mu_1 n \sqrt{1-\rho} \sin \alpha_{13}} = \frac{637 \cdot 0,021 \cdot 0,51}{\pi^2 \cdot 0,9^2 \cdot 0,97 \cdot 50 \sqrt{1-0,2} \sin 14^\circ} = 0,0812 \text{ м}.$$

Здесь удельный объем  $v_{1t} \approx v_{2t} = 0,021$  м<sup>3</sup>/кг определен по теплоперепаду

$$H_0 = 12,3 \frac{d^2}{(u/c_\phi)^2} \left(\frac{n}{50}\right)^2 = 12,3 \frac{0,9^2}{0,51^2} \left(\frac{50}{50}\right)^2 = 38,3 \text{ кДж/кг},$$

а эффективный угол выхода из сопл и степень реактивности приняты  $\alpha_{13} = 14^\circ$ ,  $\rho = 0,2$ . Если принять перекрышу  $\Delta = l_2 - l_1 = 4,8$  мм, то высота рабочей лопатки будет  $l = 86$  мм, а корневой диаметр  $d_k = 0,900 - 0,086 = 0,814$  м. Для всех ступеней первого отсека принимается постоянство корневой диаметра. Поэтому теплоперепады и соответственно скорости потока в решетках во всех ступенях можно считать приблизительно постоянными. Следовательно, средний диаметр последней ступени отсека можно определить упрощенно по соотношению

$$l_{2z}(l_{2z} + d_k) = (l_2 d_2)_z = (l_2 d_2) \frac{v_{2z}}{v_{22}} = 0,900 \cdot 0,086 \frac{0,034}{0,021} = 0,125 \text{ м}^2.$$

Отсюда подсчитываем  $d_{2z} = 0,946$  м. Значения удельного объема за отсеком  $v_{2z}$  определяем приближенно по предварительно построенному процессу в  $h, s$ -диаграмме.

На рис. 5.11 откладываем значения диаметров первой и последней ступеней отсека и строим кривую изменения диаметров вдоль проточной части. Здесь же наносим кривую изменения отношения скоростей  $u/c_\phi$ . Далее определяем располагаемые теплоперепады ступеней

$$\bar{H}_0 = 12,3 \left(\frac{d}{u/c_\phi}\right)^2$$

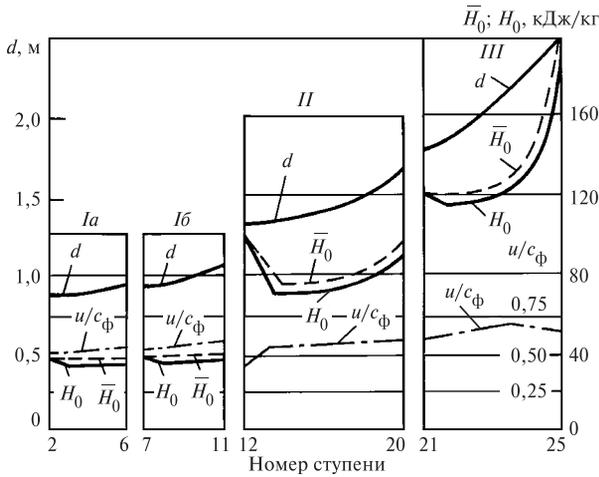


Рис. 5.11. Диаграмма распределения диаметров, отношений скоростей и теплоперепадов вдоль проточной части турбины К-800-23,5:

Ia, Ib — отсеки ступеней ЦВД левого и правого потоков; II — отсек ступеней ЦСД; III — отсек ступеней ЦНД

и откладываем их значения на рис. 5.11. На этом же рисунке наносим кривую для теплоперепадов, рассчитанных по статическим параметрам:

$$H_0 = \bar{H}_0 - \frac{c_0^2}{2} = \bar{H}_0 [1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \rho)] = \bar{H}_0 [1 - \sin^2 14^\circ (1 - 0,2)] = 0,95 \bar{H}_0.$$

Средний теплоперепад ступеней первого отсека определяем из диаграммы рис. 5.11:  $(H_0)_{\text{cp}} = 37,2$  кДж/кг. Далее оцениваем коэффициент возврата теплоты по рис. 4.4, для чего по данным предварительного расчета процесса оцениваем температуры  $T_0$  и  $T_{z1}$  для отсека:  $T_0 = 273 + 500 = 773$  К,  $T_{z1} = 273 + 385 = 658$  К и затем, используя рис. 4.4, при  $z = 5$ ,  $\eta_{oi}^{\text{ст}} = 0,87$  определяем

$$q_t = (1 - 0,87) \cdot 0,065 = 0,0085.$$

Число ступеней в отсеке в соответствии с формулой (5.27)

$$z = \frac{H_0(1 + q_t)}{(H_0)_{\text{cp}}} = \frac{185 \cdot 1,009}{37,2} = 5.$$

Здесь  $H_0$  — теплоперепад отсека. Затем проводим детальный расчет ступеней, результаты которого представлены в табл. 5.7. Расчет проводится по методике, изложенной в предыдущих главах. Все ступени первого отсека рассчитывались на расход пара  $G = 637$  кг/с. Угол выхода потока из сопловых лопаток принят одинаковым для всех ступеней и не изменяется по высоте лопаток. Рабочие лопатки всех ступеней закрученные, так как отношение  $d/l$  в ступенях отсека изменяется от 10 до 7. Профилирование рабочих лопаток всех ступеней принято одинаковым. Поэтому лопатки ступеней получают под-

резкой вершины последней рабочей лопатки при неизменной корневой части. В связи с этим на среднем диаметре угол выхода из рабочих лопаток  $\beta_2$  незначительно уменьшается от ступени к ступени. Для всех ступеней приняты неизменными корневая степень реактивности, размеры хорды профиля сопловой лопатки  $b_1 = 160$  мм и хорды профиля рабочей лопатки  $b_2 = 70$  мм (на среднем диаметре). Все ступени выполняются с цилиндрическим бандажом. Среднюю  $\rho_{\text{ср}}$  и периферийную  $\rho_{\text{п}}$  степени реактивности определяли по формулам (3.62) и (3.62а).

Располагаемую энергию в ступенях определяли для первых пяти ступеней по формуле  $E_0 = \bar{H}_0 - \Delta H_{\text{в.с}}$ , а для последней  $E_0 = \bar{H}_0$ .

Расчет ступеней проводим по параметрам в сечениях по среднему диаметру, периферийная степень реактивности необходима для расчета утечек пара через зазоры по бандажу.

Относительный лопаточный КПД находим по формуле

$$\eta_{o.l} = \frac{\bar{H}_0 - \Delta H_{\text{с}} - \Delta H_{\text{п}} - \Delta H_{\text{в.с}}}{E_0}$$

и контролируем по формуле

$$\eta_{o.l} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}.$$

Потери от утечек в диафрагменном уплотнении рассчитываем по формуле (3.34) при  $\chi = 1$ :

$$\xi_y^{\text{л}} = \frac{k_y \mu_y F_y}{\mu_1 F_1 \sqrt{z_y}} \eta_{o.l},$$

где  $\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 2,2$  см<sup>2</sup> принято постоянным для всех ступеней отсека.

Потери от периферийной утечки вычисляем по формуле (3.36)

$$\xi_y^{\text{п}} = \frac{\pi d_{\text{п}} \delta_3}{F_1} \sqrt{\rho_{\text{ср}} + 1,7 \frac{l}{d}} \eta_{o.l},$$

где  $d_{\text{п}} = d + l_2$ ;  $\delta_3$  принято равным 0,65 мм.

Потери от трения находим по формуле (3.20)

$$\xi_{\text{тр}} = k'_{\text{тр}} \frac{d^2}{F_1} \left( \frac{u}{c_{\phi}} \right)^3.$$

Относительный внутренний КПД, использованный теплоперепад ступени и ее мощность определяем по формулам

$$\eta_{oi} = \eta_{o.l} - (\xi_y^{\text{л}} + \xi_y^{\text{п}} + \xi_{\text{тр}});$$

$$H_i = E_0 \eta_{oi}; \quad N_i = G H_i.$$

Энтальпия по статическим параметрам перед последующей  $(n + 1)$ -й ступенью

$$(h_0)_{n+1} = (h_0)_n + (c_2^2/2)_{n-1} - H_{in} - (c_2^2/2)_n,$$

а энтальпия пара на выходе из отсека

$$(h_2)_z = (h_0)_z + (c_2^2/2)_{z-1} - H_{iz}.$$

При детальном расчете давление за отсеком несколько изменилось по сравнению с предварительно выбранным значением.

в) *Второй отсек ЦВД.* Расход пара через второй отсек равен расходу пара через первый отсек плюс протечки пара через уплотнение между первым и вторым отсеками  $\Delta G = 3$  кг/с и минус протечки через переднее концевое уплотнение  $\Delta G = 1,4$  кг/с (здесь принято  $d_y = 0,56$  м,  $\delta_y = 0,50$  мм,  $z_y = 49$ ):

$$G = 637 + 3 - 1,4 = 638,6 \text{ кг/с.}$$

Далее расчет проводим по аналогии с расчетом первого отсека. При корневом диаметре  $d_k = 0,985$  м число ступеней в отсеке получено равным пяти. Распределение теплоперепадов по ступеням приведено на рис. 5.11. Энтальпия пара на входе в отсек вычислена по уравнению смещения с учетом подогрева основного потока теплотой пара протечки через уплотнение между отсеками, энтальпия которой равна энтальпии пара в камере регулирующей ступени:

$$h = \frac{3139,6(637 - 1,4) + 3303 \cdot 3}{638,6} = 3140,4 \text{ кДж/кг.}$$

По сравнению с первым отсеком надо отметить следующие особенности расчета. После второй ступени отсека расход пара уменьшен до  $G = 605,3$  кг/с вследствие отбора его на регенерацию (см. табл. 5.7).

Во втором отсеке веерность ступеней возросла ( $d/l = 5,0 \dots 6,9$ ), поэтому степень реактивности в сечениях по высоте лопатки вычисляем по формуле

$$\frac{1 - \rho}{1 - \rho_k} = \left(\frac{r}{r_k}\right)^{-1,8}.$$

Корневая степень реактивности принята равной  $\rho_k = 0,07$ . Размеры хорд профилей сопл  $b_1 = 140$  мм, рабочих лопаток  $b_2 = 90$  мм. В диафрагменных уплотнениях принято  $\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 2,7$  см<sup>2</sup>, а эквивалентный зазор в периферийном уплотнении  $\delta_3 = 0,75$  мм.

Суммарная внутренняя мощность ЦВД  $N_i^{\text{ЦВД}} = 258 490$  кВт. Диаграммный КПД ЦВД, рассчитанный по состоянию от параметров пара перед стопорным клапаном турбины,  $\eta_{oi}^{\text{ЦВД}} = 0,853$ , а по состоянию от параметров пара перед регулирующей ступенью  $(\eta_{oi}^{\text{ЦВД}})' = 0,871$ .

г) *Цилиндр среднего давления.* Так как цилиндр среднего давления двухпоточный, то расход пара через ступень каждого потока равен половине общего расхода пара в ЦСД, т.е.  $G/2 = 570/2 = 285$  кг/с.

Для снижения температуры пара, омывающего ротор и корпус в районе первой ступени, располагаемый теплоперепад первой ступени цилиндра принимаем равным  $H_0 = 100$  кДж/кг. В связи с тем что диаметр этой ступени

по условиям проектирования ЦСД целесообразно выполнить не более 1,3 м, отношение скоростей  $u/c_\phi$  для этой ступени не является оптимальным. Во всех последующих ступенях отношение скоростей принято оптимальным.

В результате распределения теплоперепадов по ступеням при корневом диаметре  $d_k = 1,178$  м получено число ступеней  $z = 9$ .

Все ступени выполняются с лопатками переменного профиля по высоте, так как веерность ступеней повышена ( $\theta = 3,6 \dots 11$ ).

Так как скорости в сопловой решетке первой ступени выше, чем во второй, в которой теплоперепад равен 71,4 кДж/кг, то площадь  $F_1$  первой ступени значительно меньше соответствующей площади второй ступени. При этом для того, чтобы сохранить высоты лопаток на одном уровне, необходимо угол  $\alpha_{13}$  первой ступени ( $\alpha_{13} = 14^\circ$ ) выполнить меньшим по сравнению с  $\alpha_{13}$  остальных ступеней ( $\alpha_{13} = 17^\circ$ ).

Размеры хорд сопл составляют: в первой ступени  $b_1 = 100$  мм, в остальных ступенях  $b_1 = 140$  мм. Пониженный размер хорды сопл первой ступени связан с большей жесткостью сопловых коробок первой ступени по сравнению с диафрагмами последующих ступеней. Размер хорды рабочих лопаток всех ступеней  $b_2 = 60$  мм.

Степень реактивности у корня лопаток  $\rho_k = 0,08$ . Повышение степени реактивности в ступенях ЦСД принято в целях улучшения аэродинамических характеристик рабочих лопаток. При этом осевые усилия существенно не возрастут, так как ротор ЦСД имеет двухпоточную конструкцию.

Потери от утечек в диафрагменном уплотнении вычислялись при  $\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 3,6$  см<sup>2</sup>, а в периферийном уплотнении — при эквивалентном зазоре  $\delta_3 = 0,8$  мм.

Во всех ступенях, кроме последней, кинетическая энергия выходной скорости  $c_2$  полностью используется в последующей ступени. В связи с малым углом выхода из рабочих лопаток первой ступени ( $\alpha_2 = 66^\circ$ ) сопловая лопатка второй ступени должна быть спроектирована на угол входа  $\alpha_0 = 66^\circ$ . В других ступенях сопловые лопатки должны быть рассчитаны на угол входа  $\alpha_0 = 90^\circ$ .

Мощность ЦСД составляет  $N_i^{\text{ЦСД}} = 2 \cdot 165 950 = 331 900$  кВт. Диаграммный КПД ЦСД равен  $\eta_{oi}^{\text{ЦСД}} = 0,905$ .

д) *Цилиндр низкого давления.* Для трех двухпоточных цилиндров низкого давления расход пара через ступень каждого потока составляет  $G = G_{\text{общ}}/6 = 72,2$  кг/с.

Число ступеней и распределение теплоперепадов в ЦНД определяем в соответствии с общей методикой, изложенной в § 5.4.

Для последней ступени выбраны высота рабочей лопатки  $l_2 = 950$  мм, ее корневой диаметр  $d_{2k} = 1,6$  м, отношение  $\theta = 2,68$ , торцевая ометаемая площадь  $\Omega = 7,6$  м<sup>2</sup>.

Для обеспечения экономичной работы системы регенерации выбран повышенный теплоперепад  $\bar{H}_0 = 203$  кДж/кг на последнюю ступень, перед которой осуществляется отбор пара в ПНД. В связи с этим отношение  $u/c_\phi$  последней ступени пониженное, но находится близко к оптимальному значению.

Так же как в ЦВД и ЦСД, корневой диаметр для всех ступеней отсека принят постоянным ( $d_k = 1,6$  м) для улучшения аэродинамических характеристик потока в корневой и периферийных зонах лопаточного аппарата. Унификацию лопаточного аппарата в ступенях ЦНД обычно осуществить не удастся. Для плавности меридионального обвода проточной части ЦНД высота лопаток первой ступени принята повышенной ( $l_2 = 200$  мм). При этом угол  $\alpha_{13} = 10^\circ$ . В последующих ступенях этот угол от ступени к ступени увеличивается, достигая в последней ступени  $20^\circ$ .

На диаграмме рис. 5.11 выбраны кривая диаметров между первой ступенью ( $d = 1,6 + 0,2 = 1,8$  м) и последней ( $d = 2,550$  м), кривая отношений скоростей от  $u/c_\phi = 0,58$  в первой ступени до  $u/c_\phi = 0,68$  в предпоследней ступени и  $u/c_\phi = 0,633$  в последней ступени.

Из диаграммы рис. 5.11 вычисляем средний теплоперепад ступени  $(H_0)_{cp} = 133,4$  кДж/кг. Теплоперепад ЦНД  $H_0 = 676$  кДж/кг. Коэффициент возврата теплоты определяем по рис. 4.4 при  $T_{z_t}/T_0 = 299/412$ ,  $\eta_{oi}^{ct} = 0,858$ ,  $z = 5$ :

$$q_t = (1 - 0,858) \cdot 0,13 = 0,0184.$$

Тогда число ступеней  $z = \frac{676 \cdot 1,02}{133,4} = 5,17$ . Принимаем  $z = 5$ .

В каждой ступени, кроме последней, используется кинетическая энергия выходной скорости  $c_2$ . Каждая ступень имеет индивидуальное профилирование лопаток по высоте, так как углы выхода  $\alpha_{13}$  во всех ступенях разные.

Эквивалентная площадь диафрагменного уплотнения

$$\mu_y F_y / \sqrt{z_y} = 16,2 \text{ см}^2.$$

Эквивалентный зазор в периферийном уплотнении от ступени к ступени принят увеличивающимся.

В последних трех ступенях введена поправка на влажность для коэффициентов расхода, а потери от влажности подсчитывали по формуле

$$\xi_{вл} = 2 \frac{u}{c_\phi} [0,9y_0 + 0,35(y_2 - y_0)].$$

Так как в последней ступени скорости потока в соплах и рабочих лопатках сверхзвуковые, то площади решеток сопел и рабочих лопаток определяли по уравнениям

$$F_1 = \frac{G c_{1кр}}{\mu_1 v_{1кр}} \text{ и } F_2 = \frac{G w_{2кр}}{\mu_2 v_{2кр}}.$$

При построении треугольников скоростей учитывалось отклонение потока в косом срезе каналов:

$$\frac{\sin(\alpha_{13} + \delta_1)}{\sin \alpha_{13}} = \frac{v_{1t}}{v_{1кр}} \frac{c_{1кр}}{c_{1t}}; \quad \frac{\sin(\beta_{23} + \delta_2)}{\sin \beta_{23}} = \frac{v_{2t}}{v_{2кр}} \frac{w_{2кр}}{w_{2t}}.$$

В табл. 5.7 для последней ступени приведены углы  $\alpha_{13}$  (числитель) и  $\alpha_{13} + \delta_1 = \alpha_1$  (знаменатель), а также  $\beta_{23}$  (числитель) и  $\beta_{23} + \delta_2 = \beta_2$  (знаменатель). Диаграммный КПД проточной части ЦНД  $\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,804$ . Мощность

шести потоков ЦНД  $N_i^{ЦНД} = 6 \cdot 37\,250 = 223\,500$  кВт.

Внутренняя мощность всей турбины

$$N_i = N_i^{ЦВД} + N_i^{ЦСД} + N_i^{ЦНД} = 813\,890 \text{ кВт}.$$

Электрическая мощность генератора  $N_g = N_i \eta_m \eta_{э,г} = 813\,890 \cdot 0,966 \cdot 0,987 = 800\,096$  кВт.

На основе выполненного детального расчета проточной части турбины на рис. 5.8 штриховой линией показан процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме, который отличается от процесса, построенного по предварительной оценке (сплошная линия). После детального расчета проточной части по среднему диаметру ступени проводят детальное профилирование ступеней большой веерности, уточняют размеры лопаток с учетом прочности и вибрационной надежности.

## РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

## 6.1. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ТУРБИНЫ ПРИ НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Нерасчетным режимом называется режим работы турбины при отклонении любого параметра от расчетного значения. При этом отклонении изменяются прочие (многие) другие параметры турбины и ее элементов. Так, например, при изменении расхода пара, вызываемом воздействием на регулирующие клапаны, происходит изменение давлений и температур по ступеням турбины, изменяются ее мощность, КПД, расходы пара в регенеративные подогреватели, расход пара в конденсатор и пр. При этом в каждой ступени турбины изменяются ее параметры: давления  $p_0$  и  $p_2$ , теплоперепад  $H_0$ , степень реактивности,  $u/c_{\phi}$ , КПД и пр. Для рассмотрения влияния параметров выберем отсек турбины без регенеративных отборов в нем (рис. 6.1). Для полного определения режима работы отсека, очевидно, необходимо независимо задать, например, следующие четыре параметра: давление и температуру перед отсеком, давление за отсеком и частоту вращения. Все прочие параметры: расход пара, теплоперепад, мощность, КПД, параметры ступеней — при этом приобретут вполне определенные значения. Таким образом, режим работы отсека вполне задается значениями четырех определяющих параметров — характеристики переменного режима являются четырехпараметрическими. Это утверждение относится и ко всей турбине, и к каждой ступени.

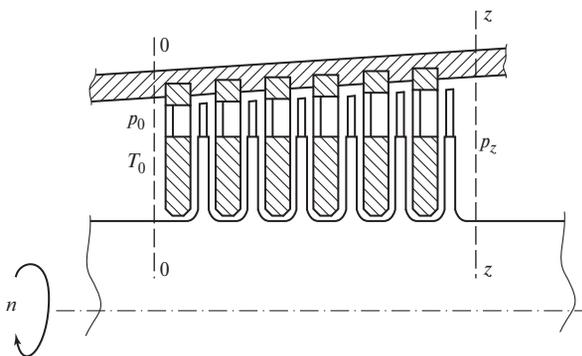


Рис. 6.1. Отсек турбины

пени. Не обязательно в качестве определяющих выбирать именно указанные параметры, это может быть иная комбинация (например, вместо давления перед отсеком можно задать расход пара).

Число независимых определяющих параметров можно сократить, если воспользоваться общими критериями подобия. Основными, как известно, являются критерии Маха и Рейнольдса.

Применительно к рассматриваемому объекту — отсеку турбины — основными оказываются два критерия Маха, один из которых определяется по условиям на входе в отсек, второй — по окружной скорости (частоте вращения).

На входе в отсек имеем расходную скорость

$$c_0 = \frac{Gv_0}{F} = \frac{GRT_0}{p_0F},$$

где  $G$  — расход пара;  $p_0$ ,  $v_0$ ,  $T_0$  — параметры пара на входе в отсек;  $R$  — газовая постоянная пара;  $F$  — площадь сечения на входе в сопловую решетку первой ступени отсека — величина постоянная.

Деля последнее равенство на скорость звука  $a_0 = (kRT_0)^{1/2}$ , получаем число Маха на входе в отсек

$$M_{c_0} = \frac{Gv_0}{F\sqrt{kRT_0}} \sim \frac{Gv_0}{\sqrt{T_0}} \sim \frac{G\sqrt{T_0}}{p_0}.$$

Величина

$$G_{\Pi} = \frac{G\sqrt{T_0}}{p_0} \quad (6.1)$$

называется *приведенным расходом пара* через отсек.

Поскольку частота вращения является независимой величиной, то второе число Маха определим по зависимости

$$M_n = \frac{u}{a} \sim \frac{n}{\sqrt{kRT_0}} \sim \frac{n}{\sqrt{T_0}}.$$

Величина

$$n_{\Pi} = \frac{n}{\sqrt{T_0}} \quad (6.2)$$

называется *приведенной частотой вращения*.

Если отнести приведенные параметры к их расчетным значениям, то получим относительный приведенный расход

$$G_{\Pi} = \frac{G}{G_0} \frac{P_{00}}{P_0} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad (6.3)$$

и относительную приведенную частоту вращения

$$n_{\Pi} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}}. \quad (6.4)$$

Здесь  $p_{00}$ ,  $T_{00}$ ,  $n_0$  — параметры перед отсеком и частота вращения при расчетном режиме.

Из других критериев подобия в целом следует оценить влияние чисел Рейнольдса  $Re$  на характеристики отсеков, ступеней и турбины:

$$Re = w_1 b / \nu,$$

где  $w_1$  — характерная скорость пара (например, перед рабочими решетками);  $b$  — хорда профиля;  $\nu = \mu/\rho$  — кинематическая вязкость;  $\mu$  — динамическая вязкость.

Как известно, с увеличением  $Re$  уменьшается доля потерь на трение, что вызывает увеличение КПД ступени. Начиная с чисел  $Re$ , примерно равных  $2 \cdot 10^5$ , влияние их становится пренебрежимо малым и может не учитываться. Крупные турбины характеризуются весьма большими значениями числа  $Re$ , и поэтому их характеристики можно считать независимыми от  $Re$ .

Таким образом, для определения параметров отсека при переменном режиме на основании выводов теории подобия необходимо задать всего две (вместо четырех) величины — приведенный расход  $G_{\Pi}$  [см. (6.3)] и приведенную частоту вращения  $n_{\Pi}$  [см. (6.4)], т.е. *характеристики отсека турбины являются двухпараметрическими* в терминах теории подобия. Приведенные параметры  $G_{\Pi}$ ,  $n_{\Pi}$  характеризуют подобные режимы, и их можно назвать *критериями подобия турбины (отсека, ступени)*.

Основными характеристиками отсека являются: расходная характеристика

$$\frac{P_z}{P_0} = f_p(G_{\Pi}, n_{\Pi}); \quad (6.5)$$

характеристика экономичности

$$\eta_{oi} = f_3(G_{\Pi}, n_{\Pi}), \quad (6.6)$$

где  $p_0$ ,  $p_z$  — давления перед отсеком и за ним;  $\eta_{oi}$  — КПД отсека;  $f_p$ ,  $f_3$  — символы функциональной зависимости.

Принципиально в качестве определяющих параметров не обязательно должны быть приняты  $G_{\Pi}$  и  $n_{\Pi}$ .

Решая равенство (6.5) относительно  $G_{\Pi}$ , можно представить расходную характеристику в виде зависимости

$$G_{\Pi} = f_p' \left( \frac{p_z}{p_0}, n_{\Pi} \right), \quad (6.7)$$

где в качестве определяющих (заданных) параметров принимаем  $p_z/p_0$  и  $n_{\Pi}$ , а искомой (определяемой) величиной является  $G_{\Pi}$ . В дальнейшем будем пользоваться расходной характеристикой в виде (6.7) как более удобной, поскольку, как оказывается, параметр  $n_{\Pi}$  слабо влияет на расход  $G_{\Pi}$  и во многих случаях (в частности, для турбин при постоянной частоте вращения  $n/n_0 = 1$ ) расходная характеристика является *однопараметрической*:  $G_{\Pi}$  зависит только от  $p_z/p_0$ .

Характеристику экономичности [см. (6.6)] удобно представить с использованием иных критериев вместо  $G_{\Pi}$  и  $n_{\Pi}$ .

Рассмотрим параметр, аналогичный величине  $x_{\Phi} = u/c_{\Phi}$  для ступени. Величина  $u/c_{\Phi}$  в определяющей степени влияет на КПД  $\eta_{o,l}$  и  $\eta_{oi}$  отдельной ступени при выборе ее расчетного режима (см. § 2.3). Следует ожидать, что и при переменном режиме ступени изменение  $u/c_{\Phi}$  оказывает наибольшее влияние на КПД.

Аналогом величины  $u/c_{\Phi}$  для отсека является

$$x_{\Pi} = \frac{n/n_0}{\sqrt{H_0/H_{00}}}, \quad (6.8)$$

где  $H_0/H_{00}$  — отношение изоэнтروпийного теплоперепада отсека (турбины) при переменном режиме  $H_0$  к теплоперепаду при расчетном режиме  $H_{00}$ .

Теплоперепады  $H_0$  и  $H_{00}$  составляют:

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= \frac{k}{k-1} RT_0 \left[ 1 - \left( \frac{P_z}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]; \\ H_{00} &= \frac{k}{k-1} RT_{00} \left[ 1 - \left( \frac{P_{z0}}{P_{00}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (6.9)$$

Здесь введены обозначения:  $p_{z0}, p_{00}$  — давления за отсеком и перед ним при номинальном режиме. С помощью (6.9) параметр  $x_{\Pi}$  представим в виде

$$x_{\Pi} = n_{\Pi} \left\{ \left[ 1 - \left( \frac{p_{z0}}{p_{00}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] / \left[ 1 - \left( \frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}^{1/2}. \quad (6.10)$$

Из (6.10) следует, что введенный параметр отсека  $x_{\Pi}$  является *критерием подобия*, так как он однозначно определяется при задании двух других критериев подобия  $n_{\Pi}$  и  $p_z/p_0$ . Следовательно, параметр  $x_{\Pi}$  может быть принят в качестве определяющего взамен любого другого критерия. Отсюда ясно, что характеристика экономичности [см. (6.6)] может быть представлена как функция критериев подобия  $x_{\Pi}$  и  $p_z/p_0$ , т.е. в виде

$$\eta_{oi} = f_3'(x_{\Pi}, p_z/p_0). \quad (6.11)$$

Выбор для характеристики экономичности в качестве определяющих параметров  $x_{\Pi}$  и  $p_z/p_0$  оказывается предпочтительным потому, что основной величиной, влияющей на экономичность отсека (ступени, турбины), является  $x_{\Pi}$ . Влияние отношения давлений  $p_z/p_0$  на КПД существенно меньше, и иногда им можно пренебречь: экономичность отсека в некотором диапазоне изменения  $p_z/p_0$  является *однопараметрической* характеристикой.

Применение приведенных параметров (критериев подобия) существенно сокращает трудоемкость как расчетного, так и экспериментального определения характеристик переменных режимов турбин.

Представление характеристик в критериальном виде позволяет проводить расчеты и эксперименты на моделях и натуральных турбинах при ограниченном изменении параметров и путем их обработки в критериях подобия применять для условий, заметно отличающихся от тех, при которых они были первоначально получены.

Наиболее надежным способом определения характеристик при переменном режиме является эксперимент. Разработаны также достаточно эффективные расчетные методы, составлены и используются при проектировании турбин сложные программы различного уровня, позволяющие получать характеристики переменного режима ступени, отсека и турбины.

Введение приведенных параметров основано на модели идеального газа, однако и для влажного

пара, как показывает экспериментальная проверка, их применение в определенных условиях оказывается оправданным и целесообразным.

## 6.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕМЕННОГО РЕЖИМА СТУПЕНИ

Наиболее надежным является экспериментальное определение расходных характеристик ступени. Методы детального расчета применяются при проектировании турбин и дают приемлемую точность.

Рассмотрим приближенное определение расходных характеристик ступеней, основанное на аналогии между ступенью и сопловым аппаратом. Аналогия проявляется в том, что расходная характеристика ступени (6.7) при  $n_{\Pi} = \text{const}$  может быть представлена в виде зависимостей

$$G_{\Pi} = \left. \begin{aligned} & \left[ \frac{1 - (p_2/p_0)^2 - 2\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}(1 - p_2/p_0)}{1 - (p_{20}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}(1 - p_{20}/p_{00})} \right]^{1/2} \\ & \left( \varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} \leq \frac{p_2}{p_0} \leq 1 \right); \\ & G_{\Pi} = \frac{1 - \varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}}{\left[ 1 - (p_{20}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}(1 - p_{20}/p_{00}) \right]^{1/2}} \\ & \left( 0 \leq \frac{p_2}{p_0} \leq \varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} \right); \end{aligned} \right\} \quad (6.12)$$

$$G_{\Pi} = \frac{G}{G_0} \frac{p_{00}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{00}}}. \quad (6.13)$$

Здесь  $p_{00}, T_{00}, p_{20}$  — начальные параметры и давление за ступенью при расчетном режиме;  $p_0, T_0, p_2$  — те же параметры при переменном режиме;  $G_0, G$  — расходы пара при расчетном и переменном режимах.

Зависимости (6.12) подобны зависимостям для одиночного сопла. Различия состоят только в том, что для одиночного сопла в (2.39) присутствует давление за соплом  $p_1$ , а в (6.12) — давление за ступенью  $p_2$  и вместо постоянного значения  $\varepsilon_{\text{кр}}$  для всех суживающихся сопел в (6.12) входит величина  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}$ ,

Таблица 6.1. Ориентировочные значения  $\varepsilon_{кр}^{ст}$   
(для ступеней перегретого пара)

Показатель	Значение					
	$\rho_0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\varepsilon_{кр}^{ст}$		0,51	0,46	0,41	0,35	0,27

которая зависит от типа ступеней и в первую очередь от расчетной степени реактивности  $\rho_0$  на среднем радиусе (табл. 6.1).

Для определения переменного режима ступени достаточно иметь данные расчетного режима ( $G_0$ ,  $P_{00}$ ,  $T_{00}$ ,  $P_{20}$ ,  $\rho_0$ ) и затем воспользоваться зависимостями (6.12), связывающими четыре параметра переменного режима  $G_0$ ,  $\rho_0$ ,  $T_0$ ,  $P_2$ .

**Пример 6.1.** Рассмотрим расходные характеристики на примерах их получения для промежуточных активной и реактивной ступеней. Сравнение ступеней по экономичности при расчетном режиме представлено в примере 2.2, но без учета утечек и в примере 3.1 — с их учетом.

Принимаем исходные данные, относящиеся к промежуточным ступеням (табл. 6.1) при расчетных режимах.

В табл. 6.2 представлены расчетные параметры промежуточных ступеней — средних для частот высокого давления турбин мощностью 300 МВт (типа К-200-23,5). Сравнимые ступени имеют одинаковые средние диаметры (скорости на среднем диаметре), параметры на входе, расходы пара, но различные теплоперепады, давления за ступенью и степени реактивности. Для каждой ступени выбраны оптимальные значения  $u/c_\phi$ . Требуется рассчитать и построить расходные характеристики для сравниваемых ступеней.

**Решение.** В соответствии с рекомендуемыми в табл. 6.1 принимаем критические отношения давлений:  $(\varepsilon_{кр}^{ст})^a = 0,46$  — для активной ступени;  $(\varepsilon_{кр}^{ст})^p = 0,27$  — для реактивной ступени. Подставляя соответствующие значе-

Таблица 6.2. Расчетные характеристики сравниваемых активной и реактивной ступеней

Ступень	$G_0$ , кг/с	$P_{00}$ , МПа	$t_{00}$ , °C	$P_{20}$ , МПа	$\rho_0$	$u$ , м/с	$H_{00}$ , кДж/кг	$u/c_\phi$
Активная	240	9,3	420	8,0	0,2	137	33,5	0,529
Реактивная	240	9,3	420	8,5	0,5	137	20,1	0,683

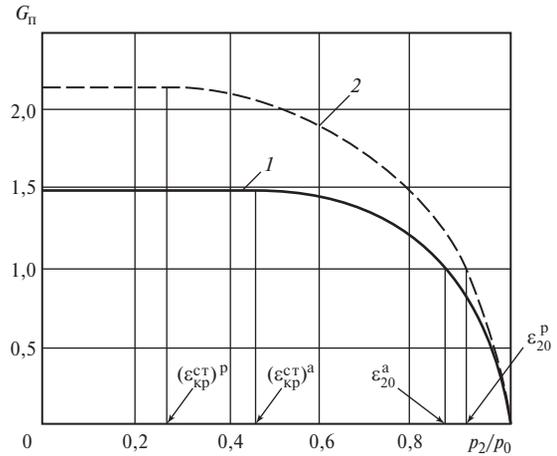


Рис. 6.2. Расходные характеристики промежуточных ступеней: 1 — активная ступень при  $\rho_0 = 0,2$ ; 2 — реактивная ступень при  $\rho_0 = 0,5$

ния расчетных параметров, приведенные в табл. 6.2, получаем расходные характеристики:

для активной ступени

$$\frac{G}{G_0} = \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_n = \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0,08 + 0,92(p_2/p_0) - (p_2/p_0)^2}{0,1314}} \quad \text{при } 0,46 \leq p_2/p_0 \leq 1;$$

$$\frac{G}{G_0} = \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_n = 1,490 \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad \text{при } 0 \leq p_2/p_0 \leq 0,46;$$

для реактивной ступени

$$\frac{G}{G_0} = \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_n = \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0,46 + 0,54(p_2/p_0) - (p_2/p_0)^2}{0,1179}} \quad \text{при } 0,27 \leq p_2/p_0 \leq 1;$$

$$\frac{G}{G_0} = \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} G_n = 2,126 \frac{P_0}{P_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_0}} \quad \text{при } 0 \leq p_2/p_0 \leq 0,27.$$

Рассчитанные по приведенным зависимостям характеристики  $G_n$  в функции от  $p_2/p_0$  представлены на рис. 6.2.

Расходная характеристика ступени существенно зависит от расчетной степени реактивности  $\rho_0$ . Чем меньше  $\rho_0$ , тем больше зона критических режимов ступени, в которой приведенный расход  $G_n$  имеет

постоянное значение. Если начальные параметры перед ступенью неизменны, то в критической области при  $p_2/p_0 < \varepsilon_{кр}^{ст}$  расход пара не изменяется.

Рассмотрим процесс при изменении давления за ступенью  $p_2$  при неизменных параметрах перед ступенью, т.е. при постоянных значениях  $p_0$  и  $T_0$ . В этом случае изменение  $p_2$  означает изменение теплоперепада ступени в соответствии с (6.9). При уменьшении  $p_2$  теплоперепад возрастет, что вызовет увеличение скоростей  $w_2$  и  $c_1$ . Давление  $p_1$  за рабочей решеткой уменьшится. При снижении давления до значения  $p_{2\text{кр}} = \varepsilon_{кр}^{ст} p_0$  в сопловой решетке будет достигнут критический расход, и дальнейшее снижение давления  $p_2$  не приведет к увеличению расхода через ступень. Чем выше расчетная реактивность  $\rho_0$ , тем меньше снижение давления  $p_2$  влияет на снижение давления  $p_1$  за сопловой решеткой, это ведет к тому, что критический режим и предельный расход через ступень достигаются при меньшем значении  $p_2$  в ступени с большей расчетной реактивностью  $\rho_0$ .

Изменение треугольников скоростей при снижении  $p_2$  качественно показано на рис. 6.3, где сплошными линиями изображены треугольники при расчетном режиме, штриховыми линиями — они же при нерасчетном режиме с изменением давления  $p_2$ . Параметры при нерасчетном режиме отмечены вторым индексом «1», например  $c_{11}$ ,  $w_{11}$ ,  $w_{21}$ ,  $c_{21}$  — значения скоростей  $c_1$ ,  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $c_2$  при нерасчетном режиме. На рис. 6.3  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — отклонения углов потока при входе в рабочую решетку и на выходе из ступени. Нерасчетный режим соответствует критическому режиму при  $p_2 < \varepsilon_{кр}^{ст} p_0$ , когда наблюдается отклонение потока в косом срезе сопл.

На рис. 6.4 представлены треугольники скоростей при увеличении  $p_2 > p_{20}$  (при уменьшении теплоперепада  $H_0 < H_{00}$ ). Как видно, вследствие отклонения  $w_1$  от первоначального направления поток встречает входную кромку рабочих лопаток с отри-

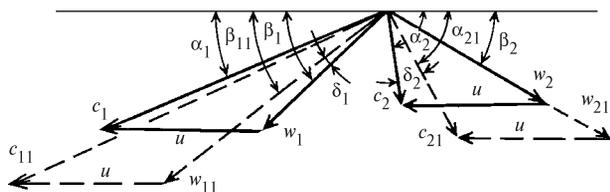


Рис. 6.3. Треугольники скоростей при расчетном и увеличенном теплоперепадах ступени

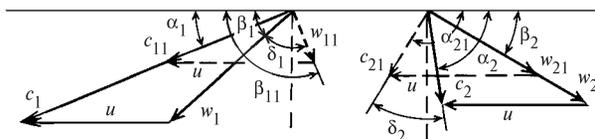


Рис. 6.4. Треугольники скоростей при расчетном и уменьшенном теплоперепадах ступени

цательным углом атаки  $\delta_1 = \beta_1 - \beta_{11}$ . Нерасчетное натекание потока вызывает дополнительные потери энергии и ведет к снижению КПД ступени. В случае снижения  $p_2$  (см. рис. 6.3) угол атаки — положительный. Нерасчетное натекание может вызвать отрыв потока, что также сопряжено с дополнительными потерями.

При переменном режиме происходит изменение степени реактивности ступени. Оценку ее изменения можно провести по приближенной формуле

$$\frac{\Delta\rho}{1 - \rho_0} = (0,5 - \rho_0) \frac{\Delta(u/c_\phi)}{(u/c_\phi)_0}, \quad (6.14)$$

где индексом «0» отмечены величины при расчетном режиме, а буквой  $\Delta$  — отклонения от расчетных.

Из (6.14) следует, что чем меньше  $\rho_0$ , тем значительнее изменяется степень реактивности при переменном режиме. Для реактивных ступеней при  $\rho_0 = 0,5$  реактивность при переменном режиме близка к постоянному значению.

**Характеристика экономичности** ступени в общем случае представлена в критериальном виде (6.11) подобно характеристике отсека, при этом для ступени

$$x_{п} = (u/c_\phi)/(u/c_\phi)_0;$$

$$p_2/p_0 = p_2/p_{00}.$$

Основным параметром является  $x_{п}$ , влияние отношения  $p_2/p_0$  существенно меньше, и в ряде случаев им можно пренебречь.

Характеристика экономичности ступеней исследовалась экспериментально как в лабораторных условиях, так и на натуральных турбинах. На рис. 6.5 представлена характеристика экономичности, обобщающая результаты многочисленных экспериментальных исследований различных организаций. Она справедлива при сравнительно небольшой степени реактивности у корня ( $\rho_k \leq 0,2$ ) и при  $d_c/l_2 > 5$ . Зависимость  $l$  хорошо соответствует ее расчетному определению.

На рис. 6.5 приведена также экспериментальная характеристика экономичности реактивной ступени, пересчитанная на нулевые утечки, т.е. кривая 2 соответствует значению  $\eta_{о.л}$  ступени. Максималь-

ное значение  $\eta_{о.л}^{макс} = 0,925$ , оптимальное значение

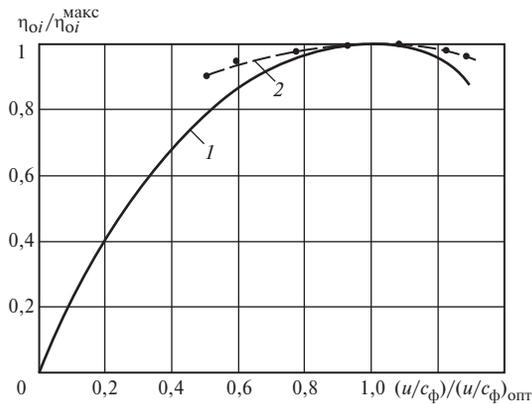


Рис. 6.5. Характеристики экономичности ступеней:

1 — обобщенная характеристика экономичности для активных ступеней при  $\rho_k \leq 0,2$ ,  $d_c/l > 5$ ; 2 — опытная характеристика экономичности реактивной ступени при  $\rho_0 = 0,5$ ,  $p_{20}/p_{00} = 0,917$

$(u/c_{\phi})_{\text{опт}} = 0,7$  при  $p_{20}/p_{00} = 0,917$ . Эти данные близки к значениям, приведенным в примере 6.1, где заданы  $p_{20}/p_0 = 0,914$ ,  $(u/c_{\phi})_{\text{опт}} = 0,683$ .

Для того чтобы воспользоваться зависимостями, необходимо знать  $\eta_{oi}^{\text{макс}}$  и  $(u/c_{\phi})_{\text{опт}}$ . Эти параметры обычно известны из данных расчетного режима.

**Влияние влажности на характеристики ступеней.** Для ступеней влажного пара характеристики имеют особенности.

Расходные характеристики ступени влажного пара определяются также по зависимостям (6.12), но параметр  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}$  имеет несколько отличные значения. Значения  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}$  для влажно-паровых ступеней оказываются несколько выше, чем для ступеней перегретого пара, например при  $\rho_0 = 0,2$   $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} = 0,5$  вместо 0,46, при  $\rho_0 = 0,5$   $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} = 0,32$  вместо 0,27.

Отметим, что влияние значения  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}$  на расходные характеристики в диапазоне изменения  $p_2/p_0$  около расчетного режима оказывается малым. Для примера рассмотрим различие в значениях расходной величины  $G_{\text{п}}$  при расчете переменного режима в двух предположениях: при использовании в примере 6.1 характеристики при  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} = 0,46$  и в предположении  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} = 0$ . В первом случае имеем

$$G_{\text{п}} = \sqrt{\frac{0,08 + 0,92 \cdot 0,95 - 0,95^2}{0,1314}} = \\ = \sqrt{\frac{0,0515}{0,1314}} = 0,626.$$

Во втором случае по (6.12) при  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} = 0$  получаем

$$G_{\text{п}} = \sqrt{\frac{1 - 0,95^2}{1 - (8,0/9,3)^2}} = 0,6123.$$

Различие составляет 2,2 %. Из данного примера следует, что в тех случаях, когда расчетный режим соответствует значениям  $p_{20}/p_{00}$  в диапазоне 0,7—0,9, вполне достаточно иметь ориентировочное значение  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}$  и даже можно принимать  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}} = 0$  и при этом не допускать неприемлемой погрешности в расчете расхода пара.

Второе отличие расходных характеристик ступеней влажного пара состоит в том, что приведенный параметр [см. (6.13)] представляется в виде

$$G_{\text{п}} = \frac{G}{G_0} \left( \frac{p_{00}}{p_0} \right) \sqrt{\frac{T_0 x}{T_{00} x_0}}, \quad (6.15)$$

где  $x$ ,  $x_0$  — степени сухости пара перед ступенью при переменном и расчетном режимах соответственно.

Отличие приведенного расхода определяется тем, что во влажном паре приблизительно скорость звука пропорциональна  $\sqrt{x}$ . Соответственно должен быть изменен и второй приведенный параметр для ступеней (и отсеков) влажного пара

$$n_{\text{п}} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_{00} x_0}{T_0 x}}. \quad (6.16)$$

Характеристики экономичности ступеней влажного пара количественно отличаются тем, что возникают потери от влажности, рассмотренные ранее в § 3.2.

Соответствующие расчеты потерь от влажности при переменных режимах производятся по тем же зависимостям (3.46), (3.47). В безразмерном виде применимы характеристики, представленные на рис. 6.5. При этом значения  $\eta_{oi}^{\text{макс}}$  следует рассчитывать с учетом потерь от влажности.

Влажность несколько влияет и на оптимальное значение  $(u/c_{\phi})_{\text{опт}}$ , приводя к некоторому снижению этой величины.

### 6.3. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ГРУППЫ СТУПЕНЕЙ (ОТСЕКА)

Расходная характеристика группы ступеней при  $n_{II} = \text{const}$  аналогична по структуре соответствующим характеристикам соплового аппарата (2.39) и отдельной ступени (6.12). Применительно к группе ступеней расходную характеристику представим в виде зависимостей

$$G_{II} = \left. \begin{aligned} & \sqrt{\frac{1 - (p_z/p_0)^2 - 2\varepsilon_{кр}^{гр}(1 - p_z/p_0)}{1 - (p_{z0}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{кр}^{гр}(1 - p_{z0}/p_{00})}} \\ & \left( \varepsilon_{кр}^{гр} \leq \frac{p_z}{p_0} \leq 1 \right); \end{aligned} \right\} \quad (6.17)$$

$$G_{II} = \left. \begin{aligned} & \frac{1 - \varepsilon_{кр}^{гр}}{\sqrt{1 - (p_{z0}/p_{00})^2 - 2\varepsilon_{кр}^{гр}(1 - p_{z0}/p_{00})}} \\ & \left( 0 \leq \frac{p_z}{p_0} \leq \varepsilon_{кр}^{гр} \right); \end{aligned} \right\} \quad (6.18)$$

$$G_{II} = \frac{G}{G_0} \frac{p_{00}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0 x}{T_{00} x_0}}. \quad (6.19)$$

Здесь  $p_z$  — давление за группой ступеней (см. рис. 6.1);  $\varepsilon_{кр}^{гр} = p_{z\text{кр}}/p_0$  — предельное отношение давлений, при котором в соплах последней ступени группы возникают критические условия и расход пара достигает максимального (критического) значения. Дальнейшее снижение давления  $p_z$  не меняет режима работы всех ступеней, кроме последней, изменяются условия работы только последней ступени в группе.

Предполагается, что уменьшение давления за группой  $p_z$  производится при постоянных параметрах перед отсеком, т.е. величины  $p_0$ ,  $T_0$ ,  $x$  — постоянные. Напомним, что параметры  $p_{00}$ ,  $T_{00}$ ,  $x_0$  относятся к номинальному режиму с расходом  $G_0$ .

Рассмотрим процесс, при котором давление за отсеком  $p_z$  постоянное, а меняются параметры перед отсеком, т.е. величины  $p_0$  и  $T_0$  (а также величина  $x$  для отсека с началом процесса в зоне влажного пара). Пусть давление  $p_0$  увеличится. Тогда отношение давлений  $p_z/p_0$  уменьшится и при достижении  $p_z/p_0$  критической величины  $\varepsilon_{кр}^{гр}$  параметр  $G_{II}$  [см. (6.17)] достигнет предельного значе-

ния [см. (6.18)] и его дальнейшее изменение прекратится. Однако расход пара через отсек будет увеличиваться пропорционально росту начального давления  $p_0$  в соответствии с (6.19):

$$G = G_0 \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00} x_0}{T_0 x}} G_{II}. \quad (6.20)$$

Если при этом будут изменяться (увеличиваться) температура  $T_0$  и сухость пара  $x$ , то расход пара изменится по зависимости (6.20), причем, как отмечалось, величина  $G_{II}$  при  $p_z/p_0 \leq \varepsilon_{кр}^{гр}$  остается постоянной, равной значению, полученному по (6.18).

Величина  $\varepsilon_{кр}^{гр}$  для отсека, состоящего из нескольких ступеней, имеет меньшее значение, чем для отдельной ступени:  $\varepsilon_{кр}^{гр} < \varepsilon_{кр}^{ст}$ , а последнее всегда

меньше критического значения  $\varepsilon_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ , т.е.

$$\varepsilon_{кр}^{гр} < \varepsilon_{кр}^{ст} < \varepsilon_{кр}.$$

Приближенно можно принять

$$\varepsilon_{кр}^{гр} \approx \varepsilon_{кр}^{ст} \frac{P(z-1)0}{p_{00}}, \quad (6.21)$$

где  $p_{(z-1)0}$  — давление перед последней ступенью отсека при расчетном режиме;  $p_{00}$  — давление перед отсеком при расчетном режиме.

В большинстве случаев при числе ступеней в отсеке  $z \geq 3 \dots 4$  допустимо без ощутимой погрешности принимать  $\varepsilon_{кр}^{гр} = 0$ , и тогда расходная характеристика отсека упрощается и описывается зависимостью

$$q = \sqrt{\frac{(p_0/p_{00})^2 - (p_z/p_{00})^2}{1 - (p_{z0}/p_{00})^2}}, \quad (6.22)$$

где обозначено

$$q = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{T_0 x}{T_{00} x_0}}. \quad (6.23)$$

Зависимость (6.22) в предположении, что  $q = G/G_0$ , впервые экспериментально получена А. Стодолой. Впоследствии с многими допущениями она была теоретически выведена Г. Флюгелем для отсека с бесконечным числом ступеней. Зависимость (6.22) многократно подтверждалась результатами натурных исследований отсеков. На рис. 6.6 она графически

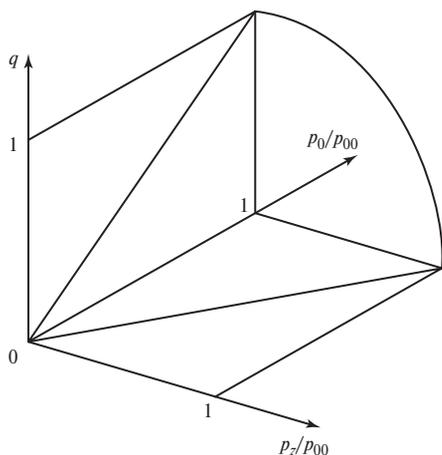


Рис. 6.6. Конус Стодолы для группы ступеней с докритическими скоростями

представлена в виде конической поверхности, называемой *конусом Стодолы*. Координатами по горизонтальным осям являются относительное давление перед отсеком  $p_0/p_{00}$  и относительное давление за отсеком  $p_z/p_{00}$ . По вертикальной оси откладывается безразмерный расход

$$q = \frac{G}{G_{\max}} \sqrt{\frac{T_0 x}{T_{00} x_0}} \left( G_{\max} = G_0 \frac{1}{\sqrt{1 - (p_{z0}/p_{00})^2}} \right).$$

В общем случае, когда  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{гр}} \neq 0$ , коническая поверхность представлена на рис. 6.7. Область поверхности  $OAB$  соответствует режимам, при которых в некоторой ступени отсека (чаще всего в сопловом

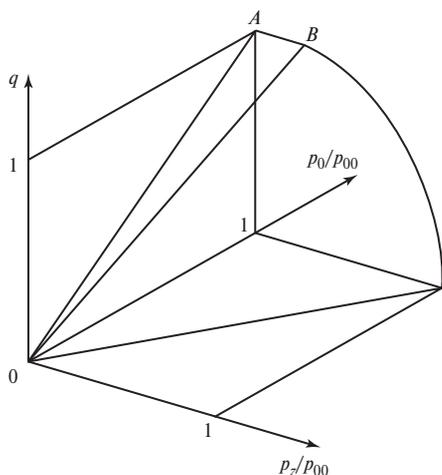


Рис. 6.7. Конус Стодолы при возникновении критических скоростей

аппарате последней ступени) возникает критическое истечение.

Отметим, что закон изменения расхода пара типа представленного на рис. 6.7 совершенно такой же, как закон изменения расхода пара через одиночный сопловой аппарат, рабочую решетку или одиночную ступень. Различие заключается лишь в значении критического отношения давлений: для сопел и рабочих решеток  $\varepsilon_{\text{кр}}$  близко к значениям, данным в табл. 2.1 (для перегретого и влажного пара), для ступеней  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{ст}}$  ориентировочно дано в табл. 6.1, для группы ступеней оно приблизительно находится по формуле (6.21) и оказывается часто близким к нулю.

Характеристика экономичности отсека (группы ступеней) не имеет универсального представления, как для ступени, и, как правило, определяется на основе конкретного расчета группы ступеней (или эксперимента) на переменный режим. Пример подобного расчета дается в § 6.5. Принципиально такая характеристика (расчетная или экспериментальная) может быть представлена в терминах параметров подобия [см. (6.11)].

#### 6.4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕПАДОВ ПО СТУПЕНЯМ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ПАРА

При изменении расхода пара через группу ступеней изменяются давления перед каждой ступенью и за ней. Воспользуемся расходными характеристиками для определения давлений и тепловых перепадов в ступенях группы при переменном расходе пара.

Если давление  $p_z$  за отсеком мало по сравнению с давлением перед ним, то расходная характеристика (6.22), (6.23) принимает вид

$$\frac{G}{G_0} = \frac{p_0}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00} x_0}{T_0 x}}, \quad (6.24)$$

т.е. расход через отсек пропорционален начальному давлению  $p_0$  и зависит от изменения начальной температуры и влажности.

Допустим, что давление за отсеком  $p_z$  сравнительно велико и его влиянием в (6.22) пренебречь нельзя, но оно изменяется пропорционально расходу пара. Такое условие наблюдается, в частности, для последних ступеней ЦВД и ЦСД конденсационных паровых турбин. Можно установить, что при этом расход через отсек приблизительно удовлетворяет тому же условию (6.24).

Давление в любой ступени изменяется пропорционально расходу пара, т.е. выполняется соотношение

$$\frac{p_i}{p_{0i}} = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{T_0 x}{T_{00} x_0}} = q, \quad (6.25)$$

где  $p_i$  — давление перед  $i$ -й ступенью отсека при переменном режиме;  $p_{0i}$  — давление перед  $i$ -й ступенью при расчетном режиме.

В ряде случаев давление за отсеком постоянно. Это относится, например, к группе ступеней ЦСД теплофикационных турбин, за которым организован регулируемый отбор пара на теплофикацию или на промышленные нужды, а также к турбинам с регулируемым противодавлением. В этих случаях давление отбираемого пара поддерживается на постоянном или мало меняющемся уровне. Расход определяют по (6.22), (6.23) или (6.17)—(6.19). Зависимости (6.22) при  $p_z/p_{00} = \text{const}$  и (6.24), (6.25) при пропорциональном расходу изменении  $p_z/p_{00}$  подтверждаются результатами лабораторных и станционных испытаний.

На рис. 6.8 представлено сравнение полученных по (6.24), (6.25) результатов с экспериментальными данными испытаний ЦВД и ЦСД турбины К-800-23,5-3. На рис. 6.9 приведено аналогичное сравнение значений, найденных по (6.22) при  $p_z = \text{const}$ , с данными испытаний турбины с противодавлением.

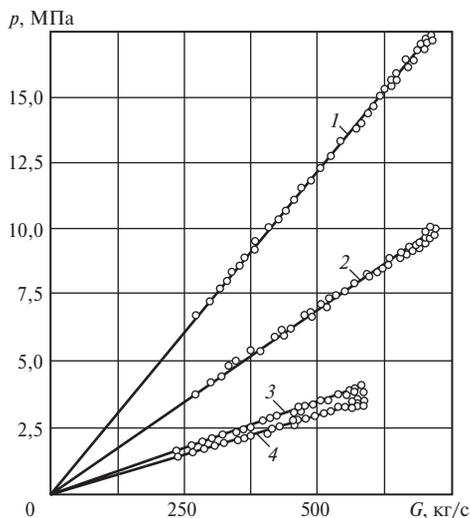


Рис. 6.8. Изменение давлений пара в проточной части ЦВД—ЦСД турбины К-800-23,5-3:

1 — давление в камере регулирующей ступени; 2 — давление за шестой ступенью ЦВД; 3 — давление за последней ступенью ЦВД; 4 — давление перед соплами первой ступени ЦСД;  $G$  — расход пара за ступенью, перед которой измерялось давление

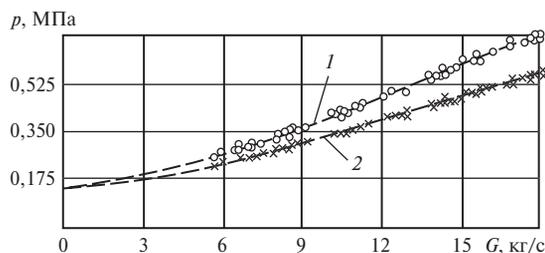


Рис. 6.9. Изменение давлений пара в проточной части турбины типа Р при постоянном противодавлении:

1 — давление в первом отборе; 2 — давление во втором отборе

В обоих случаях наблюдается вполне удовлетворительное соответствие расчетных и опытных расходных характеристик. Отметим, что в обоих рассмотренных случаях турбины имели нерегулируемые отборы пара на регенерацию.

Таким образом, закон пропорциональности (6.24), (6.25) справедлив и для отсеков с нерегулируемыми отборами пара. Отметим, что входящий в

рассматриваемые зависимости множитель  $\sqrt{\frac{T_0 x}{T_{00} x_0}}$

не нарушает пропорциональности, поскольку он слабо зависит от расхода пара при переменном режиме турбины (отсека).

Как отмечалось, отсек или турбина в целом не имеют простых универсальных характеристик экономичности в отличие от отдельной ступени. Поэтому для определения таких величин, как мощность отсека, его КПД, необходимо рассматривать отсек как группу ступеней со своими характеристиками  $H_0, \eta_{0i}$ .

Если удастся определить изэнтропийные теплоперепады отдельных ступеней, то можно воспользоваться их универсальными характеристиками и найти с использованием зависимостей, представленных на рис. 6.5, значения КПД ступеней и затем прочие необходимые параметры турбины.

Рассмотрим определение располагаемых теплоперепадов ступеней отсека при переменных режимах, используя расходные характеристики отсека в виде зависимостей (6.22), (6.25). Для некоторой промежуточной ступени отсека принимаем следующие обозначения:  $p_I$  — давление перед ступенью;  $p_{0I}$  — давление перед ступенью при расчетном режиме;  $p_{II}$  — давление за ступенью, оно же — давление перед следующей ступенью;  $p_{II0}$  — давление за ступенью при расчетном режиме.

Применим расходную характеристику (6.22) к части отсека от сечения перед произвольной ступе-

нию с начальными давлениями  $p_1$  и  $p_{10}$ . Решая (6.22) относительного  $p_1$ , имеем

$$p_1^2 = q_1^2(p_{10}^2 - p_{z0}^2) + p_z^2. \quad (6.26)$$

Аналогично для части отсека, начинающегося с промежуточной ступени, у которой начальные давления равны  $p_{II}$  и  $p_{II0}$ , из (6.22) получаем

$$p_{II}^2 = q_{II}^2(p_{II0}^2 - p_{z0}^2) + p_z^2. \quad (6.27)$$

Принимаем, что множители — поправки на начальную температуру и влажность одинаковы и равны их значениям для состояния перед отсеком, т.е.

величине  $\sqrt{\frac{T_0x}{T_{00}x_0}}$ . Это допущение, как правило, выполняется с большой точностью.

Поскольку отношение расходов  $G/G_0$  одинаково, то в (6.26) и (6.27) равны параметры  $q$  [см. (6.23)]:

$$q_1 = q_{II} = q = \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{T_0x}{T_{00}x_0}}. \quad (6.28)$$

Из (6.26), (6.27) имеем отношение

$$\left(\frac{p_{II}}{p_1}\right)^2 = \frac{q^2(p_{II0}^2 - p_{z0}^2) + p_z^2}{q^2(p_{10}^2 - p_{z0}^2) + p_z^2}. \quad (6.29)$$

Значения  $p_{10}$ ,  $p_{II0}$ ,  $p_{z0}$  известны из результатов расчетного режима;  $p_z$  либо постоянно, либо изменяется пропорционально расходу пара:

$$p_z = p_{z0}q. \quad (6.30)$$

Во втором случае из (6.30), (6.29) имеем

$$\frac{p_{II}}{p_1} = \frac{p_{II0}}{p_{10}}, \quad (6.31)$$

т.е. отношение давлений для любой ступени отсека постоянно при переменном режиме и равно расчетному отношению давлений на ступень.

Условие постоянства отношений давлений на ступень выполняется с большой степенью точности для ЦВД и ЦСД, о чем косвенно свидетельствуют данные рис. 6.8. Оно также выполняется для всех ступеней отсека, расположенных перед ступенью, в которой на расчетном режиме наблюдается критическое истечение в сопловой или рабочей (чаще сопловой) решетке.

В случае постоянного противодействия  $p_z = p_{z0} = \text{const}$  из (6.29) следует, что  $p_1/p_{II}$  зависит от расхода пара — параметра  $q$  — тем в меньшей степени, чем меньше противодействие  $p_z = p_{z0}$  по сравнению с  $p_{10}$ , т.е. чем ближе ступень к началу отсека. Наименьшее изменение отношения наблю-

дается для первой ступени отсека, наибольшее — для последней ступени.

**Пример 6.2.** Для примера рассмотрим изменения отношений давлений для первой и последней ступеней отсека при следующих исходных данных: относительный расход — параметр  $q = 0,5$ ; давления  $p_{00} = 6$  МПа;  $p_z = p_{z0} = 0,7$  МПа; расчетные отношения давлений для первой ступени  $p_{II0}/p_{10} = 0,8$ , для последней  $p_{II0}/p_{10} = 0,5$  — последняя ступень в расчетном режиме работает при околокритическом расходе пара.

**Решение.** Для первой ступени имеем:  $p_{10} = p_{00} = 6$  МПа,  $p_{II0} = p_{00} \frac{p_{II0}}{p_{10}} = 0,8p_{00} = 4,8$  МПа. Подставляя это значение в (6.29), имеем

$$\frac{p_{II}}{p_1} = \sqrt{\frac{0,25(4,8^2 - 0,7^2) + 0,7^2}{0,25(6^2 - 0,7^2) + 0,7^2}} = 0,802.$$

Изменение по сравнению с расчетным значением 0,8 незначительное.

Для последней ступени имеем

$$p_{10} = p_{II0} \cdot 2 = 0,7 \cdot 2 = 1,4 \text{ МПа};$$

$$p_{II0} = p_{z0} = 0,7 \text{ МПа}.$$

Подставляя найденные значения в (6.29), получаем

$$\frac{p_{II}}{p_1} = \sqrt{\frac{0,7^2}{0,25(1,4^2 - 0,7^2) + 0,7^2}} = 0,756.$$

Полученное отношение существенно отличается от расчетного значения, равного 0,5. Последняя ступень имеет при половинном расходе пара докритические условия истечения:

$$\frac{p_{II}}{p_1} = 0,75 > \varepsilon_{кр}^{\text{ст}} \approx 0,5.$$

**Располагаемый теплоперепад** произвольной ступени при переменном режиме представим (приближенно) в виде зависимости (1.4):

$$H_{0I} = \frac{kp_1v_1}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{II}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

где  $v_1$  — удельный объем перед ступенью.

Анализ показывает, что произведение  $p_1v_1 = RT_1$  ( $T_1$  — температура перед произвольной ступенью) во многих случаях мало меняется или остается постоянным. Поэтому теплоперепад  $H_{0I}$  зависит преимущественно от отношения давлений на ступень  $\varepsilon_{0I} = p_{II}/p_1$ . В тех случаях, когда отношения давлений в ступенях сохраняются постоянными, примерно постоянными оказываются и теплоперепады ступеней, а следовательно, и их КПД. Тогда для некоторого

отсека, теплоперепады ступеней которого остаются постоянными, мощность изменяется пропорционально расходу пара, т.е.

$$N_i^{\text{от}} = \frac{G}{G_0} N_{i0}^{\text{от}},$$

где  $N_{i0}^{\text{от}}$  — мощность отсека при номинальном режиме;  $N_i^{\text{от}}$  — мощность при переменном режиме с расходом  $G$ .

Наибольшее изменение мощности наблюдается для ЦНД конденсационных турбин, а также для регулирующих ступеней турбин с сопловым парораспределением (см. § 6.5).

Для отсеков с постоянным противодавлением теплоперепады при изменении расхода пара меняются в тем меньшей степени, чем ближе ступень к началу отсека.

В качестве примера рассмотрим изменение располагаемых теплоперепадов отдельных ступеней пятиступенчатой турбины с противодавлением  $p_2/p_0 = 0,118$  при переменном расходе пара. Предположим, что при полном расходе пара теплоперепады всех ступеней равны между собой и что отношение давлений для каждой ступени составляет  $p_{II0}/p_{I0} = 0,7$ . По мере уменьшения расхода пара наиболее интенсивно снижается теплоперепад последней, пятой, ступени, затем четвертой и так далее (рис. 6.10). Теплоперепад первой ступени начинает резко уменьшаться лишь при расходах пара, меньших 0,4 полного.

Детальные расчеты и опыт показывают, что уравнения (6.29) и (6.31) с достаточной степенью точности характеризуют зависимость давлений в ступенях турбины от расхода как перегретого, так и влажного пара.

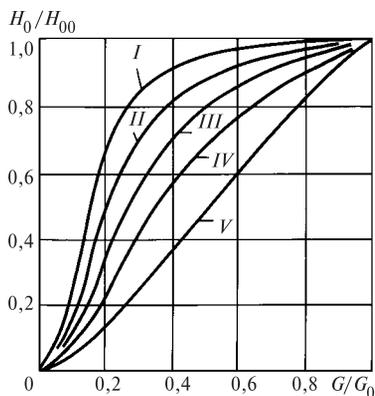


Рис. 6.10. Изменение располагаемых теплоперепадов I—V ступеней в группе при переменном расходе пара

## 6.5. ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ПАРА И РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Характер теплового процесса турбины при переменном режиме зависит от способа парораспределения, т.е. от того, каким образом достигается изменение расхода пара через турбину.

В паровых турбинах применяют три способа парораспределения: *дрессельное*, *сопловое* и *обводное* — с наружным или внутренним обводом.

При дрессельном парораспределении все количество пара, подводимого к турбине, регулируется одним или несколькими одновременно открывающимися клапанами, после которых пар поступает в общую для всех клапанов сопловую группу.

При сопловом парораспределении пар протекает через несколько регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к своему отдельному сопловому сегменту, причем открытие клапанов производится последовательно.

При обводном *наружном* парораспределении после полного открытия регулирующих клапанов, подводящих пар к сопловой решетке первой ступени, дальнейшее увеличение расхода пара производится через обводный клапан к одной из промежуточных ступеней, в обход нескольких первых ступеней, включая регулируемую.

Иногда в турбинах, рассчитанных на высокое давление и высокую начальную температуру, применяют *внутренний обвод*, при котором пар из камеры регулирующей ступени подается через обводный клапан в обход нескольких первых нерегулируемых ступеней. При открытии внутреннего обвода открывается дополнительная сопловая группа, подводящая пар к регулирующей ступени, благодаря чему давление и температура пара в камере регулирующей ступени сохраняются приблизительно постоянными, несмотря на увеличение расхода пара.

**Дрессельное парораспределение.** При дрессельном парораспределении все количество пара, поступающего в турбину при сниженных нагрузках, подвергается дресселированию. Состояние пара при этом, как известно, меняется по закону

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2},$$

где  $h_0$ ,  $c_0$  — энтальпия и скорость пара перед дрессельным клапаном;  $h_1$ ,  $c_1$  — то же за дрессельным клапаном — перед сопловой решеткой первой ступени.

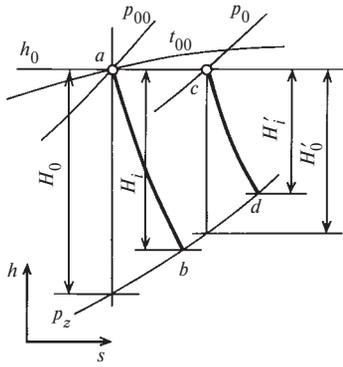


Рис. 6.11. Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для турбины с дроссельным парораспределением

Пренебрегая кинетическими энергиями  $c_0^2/2$  и  $c_1^2/2$ , которые обычно невелики, можно считать, что при дроссельном парораспределении энтальпия пара перед сопловой решеткой первой ступени при изменении расхода пара через турбину сохраняется постоянной и равной энтальпии свежего пара.

Рассмотрим процесс работы турбины с дроссельным парораспределением. Предположим, что при расчетном режиме дроссельный клапан открыт полностью и процесс расширения пара в турбине изображается линией  $ab$  в  $h, s$ -диаграмме (рис. 6.11). При снижении нагрузки дроссельный клапан будет открыт не полностью, поэтому давление пара перед соплами первой ступени понизится с  $p_{00}$  до  $p_0$ , а энтальпия его  $h_0$  при этом сохранится прежней (точка  $c$ ). Давление отработавшего пара будем считать постоянным, равным  $p_z$  как при расчетной, так и при сниженной нагрузке.

Располагаемый теплоперепад проточной части турбины при сниженном расходе пара уменьшится с  $H_0$  до  $H'_0$ , и процесс расширения пара изобразится линией  $cd$ .

Относительный внутренний КПД турбины при сниженном расходе пара станет меньше, чем при расчетном режиме:

$$\eta_{oi} = H'_i / H_0.$$

Умножая числитель и знаменатель правой части этого выражения на располагаемый теплоперепад  $H'_0$ , взятый по состоянию пара за дроссельным клапаном, получаем

$$\eta_{oi} = \frac{H'_i H'_0}{H'_0 H_0} = \eta'_{oi} \gamma_{др}. \quad (6.32)$$

Таким образом, относительный внутренний КПД турбины с дроссельным парораспределением зависит от двух показателей: от степени совершенства работы проточной части при изменяющемся в результате дросселирования располагаемом теплоперепаде ( $\eta'_{oi}$ ) и от коэффициента дросселирования  $\gamma_{др}$ . Коэффициент дросселирования  $\gamma_{др}$  не зависит от качества проточной части турбины и определяется только относительным расходом пара, протекающего через турбину, и его параметрами.

Для турбины (отсека) с противодавлением при дроссельном парораспределении давление перед первой ступенью снижается от  $p_{00}$  до  $p_0$ , а давление за отсеком — постоянное. Расход пара через отсек определяется по формуле

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{T_{00} x_0}{T_0 x}} \sqrt{\frac{p_0^2 - p_z^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}}, \quad (6.33)$$

вытекающей из (6.22), (6.23).

Температура  $T_0$  определяется по  $h, s$ -диаграмме для точки  $c$  на рис. 6.11. Если турбина конденсационная, то расход определяется по (6.24).

Таким образом, при дроссельном парораспределении расход через первый отсек полностью определен при задании точки  $c$ . Например, при дросселировании пара в турбине АЭС от  $p_{00} = 6$  МПа до  $p_0 = 3$  МПа температура пара понижается от  $t_{00} = 275,6$  °С до  $t_0 = 233,8$  °С, сухость пара уменьшается от  $x_0 = 0,99$  до  $x = 0,984$ , в результате чего расход пара по (6.24) изменяется в отношении

$$\frac{G}{G_0} = \sqrt{\frac{(275,6 + 273,2) \cdot 0,99}{(233,8 + 273,2) \cdot 0,984}} \cdot 0,5 = 0,52,$$

т.е. поправочный множитель дает увеличение расхода пара на 4 %.

Определив по (6.33) или (6.24) давление  $p_0$  за дроссельным клапаном, нетрудно по  $h, s$ -диаграмме найти располагаемые теплоперепады  $H'_0$  при различных расходах пара (рис. 6.11). После этого можно подсчитать коэффициенты дросселирования  $\gamma_{др}$  и построить график зависимости их от расходов пара (рис. 6.12). Кривые для различных противодавлений показывают, что по мере увеличения противодавления  $p_z$  снижение коэффициента дросселирования  $\gamma_{др}$  происходит все интенсивнее при уменьшении расхода пара. Относительный внутренний КПД турбины, равный  $\eta_{oi} = \eta'_{oi} \gamma_{др}$ , по мере увеличения противодавления при снижении нагрузки будет уменьшаться еще резче, поскольку

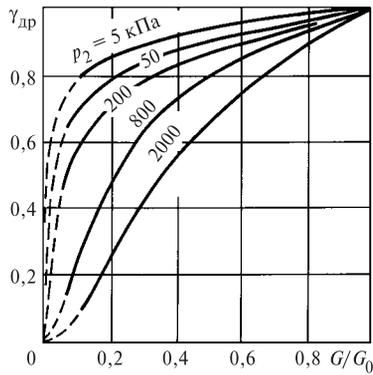


Рис. 6.12. Коэффициенты дросселирования для турбин с начальными параметрами пара  $p_0 = 12,7$  МПа,  $t_0 = 565$  °С и с различным противодавлением

одновременно с уменьшением коэффициента дросселирования  $\gamma_{др}$  будет уменьшаться и  $\eta'_{oi}$ .

Закон изменения  $\eta'_{oi}$  при снижении расхода пара может быть найден путем трудоемкого детального теплового расчета всей проточной части турбины при переменном режиме работы. Однако, учитывая, что изменение расхода пара вызывает наиболее резкие изменения располагаемого теплоперепада, а следовательно, и КПД только последних ступеней, в то время как теплоперепады и КПД первых и промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода практически сохраняются постоянными, можно в первом приближении ограничиться расчетом последней ступени. В этом случае достаточно найти для различных расходов пара давления перед последней ступенью турбины. Затем, определив располагаемый теплоперепад для всех ступеней, кроме последней, и умножив его на постоянный внутренний КПД<sup>1</sup>, находят использованный теплоперепад этих ступеней и состояние пара перед последней ступенью. Далее определяют располагаемые теплоперепады для последней ступени и внутренние КПД этой ступени по диаграмме зависимости КПД от располагаемого теплоперепада последней ступени. Эту диаграмму можно заранее построить на основании предварительного расчета, пользуясь указаниями § 6.1. Умножая располагаемые теплоперепады последней ступени на внутренние КПД ее, находят использованные теплоперепады последней ступени при различных расходах пара. Таким образом находят суммарный использованный теплоперепад для всех ступеней

<sup>1</sup> В конденсационной турбине при уменьшении расхода пара меняется влажность в последних ступенях, за счет чего меняется и КПД этих ступеней, особенно в турбинах насыщенного пара.

(включая последнюю) и КПД проточной части турбины. Погрешность такого расчета зависит от отклонения расхода пара от его расчетного значения. Чем больше отклонение, тем больше погрешность, поскольку при большом отклонении искажение теплоперепадов возникает не только в последней, но и в предшествующих ей ступенях.

Если зависимость КПД проточной части от располагаемого теплоперепада известна на основании испытаний турбин, близких по своей конструкции к рассматриваемой, то расчет турбины при переменном режиме работы существенно упрощается. Относительный внутренний КПД всей турбины в этом случае находят путем умножения коэффициента дросселирования на соответствующий КПД проточной части, а внутреннюю мощность определяют по формуле

$$N_i = GH_0 \gamma_{др} \eta'_{oi} \quad (6.34)$$

Электрическую мощность связанного с турбиной генератора находят, вычитая из внутренней мощности механические потери турбины и потери электрического генератора.

Механические потери турбины можно считать не зависящими от нагрузки. Потери же электрического генератора при изменении мощности от 0 до полной возрастают примерно в 2 раза (рис. 6.13) за счет того, что к постоянным механическим потерям и потерям возбуждения генератора при нулевой его нагрузке прибавляются потери в обмотках генератора.

Подход к определению мощности и КПД турбины изложен применительно к турбинам без регенеративных отборов пара.

Если турбина имеет отборы пара для регенеративного подогрева воды, то расчет переменных режимов производится по изложенной методике, но для отдельных отсеков (групп) ступеней, для которых определены расходы пара и параметры пара перед отсеками.

Расчеты переменных режимов всей турбоустановки, включая регенеративную систему, выполняют по разработанным программам, исходными данными

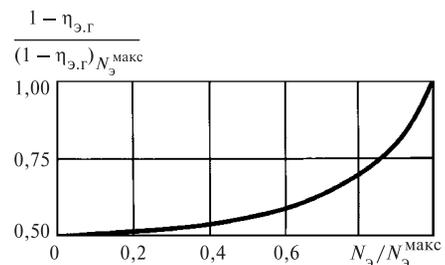


Рис. 6.13. Потери энергии в электрическом генераторе при изменении мощности

для которых являются параметры расчетного режима турбины и турбоустановки, а также конструктивные параметры элементов турбоустановки.

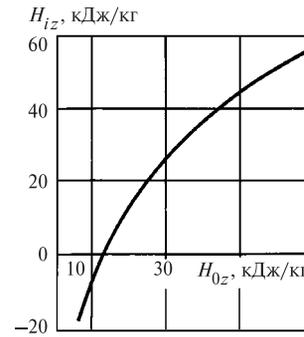
**Рассмотрим пример расчета турбины с дроссельным парораспределением**, работающей на переменном режиме. Примем параметры свежего пара  $p_{00} = 12,7$  МПа,  $t_{00} = 565$  °С,  $h_0 = 3516$  кДж/кг, давление отработавшего пара в выходном патрубке  $p_z = 2,3$  МПа, давление перед последней ступенью при расчетном расходе пара  $p_{z0} = 2,9$  МПа. Критическое давление для последней ступени  $p_{z\text{кр}} = 1,61$  МПа, отношение давлений для всей проточной части  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{гр}} = \frac{1,61}{12,7} = 0,1265$ .

Поскольку противодавление в турбине и отношение  $\varepsilon_{\text{кр}}^{\text{гр}}$  велики, при определении давления за дроссельным клапаном будем пользоваться уточненной формулой (6.17).

Критическое отношение давлений для последней ступени при нулевой степени реактивности составляет 0,546. Следовательно, зависимость относительного расхода пара  $q$  от давления перед ступенью нужно находить по (6.12). Из этой зависимости определяют давление перед последней

ступенью для каждого расхода пара, по найденному давлению в  $h, s$ -диаграмме находят располагаемый теплоперепад ступени  $H_{0z}$ , по теплоперепаду (при  $n = \text{const}$ ) — отношение  $u/c_{\text{ф}}$ , экономичность ступени и соответствующий использованный теплоперепад  $H_{iz}$ .

Считая, что внутренний КПД ступеней турбины, за исключением последней, сохраняется постоянным, равным 0,82, и имея зависимость использованного теплоперепада  $H_{iz}$  от располагаемого теплоперепада последней ступени  $H_{0z}$  (рис. 6.14), нетрудно определить внутрен-



**Рис. 6.14.** Изменение использованного теплоперепада последней ступени турбины с противодавлением в зависимости от ее располагаемого теплоперепада (к примеру расчета)

**Таблица 6.3. Пример расчета переменных режимов работы турбины с противодавлением и дроссельным парораспределением**

Показатель	Относительный расход пара через турбину $G/G_0$						
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Абсолютный расход пара $G$ , кг/с	58,8	73,5	88,2	102,9	117,6	132,3	147,0
Давление за дроссельным клапаном $p_0$ , МПа	5,30	6,48	7,72	8,98	10,25	11,42	12,70
Располагаемый теплоперепад всей проточной части $H'_0$ , кДж/кг	275	332	374	420	452	482	506
Коэффициент дросселирования $\gamma_{\text{др}}$	0,544	0,656	0,719	0,830	0,893	0,951	1,000
Давление перед последней ступенью $p_{0z}$ , МПа	2,40	2,46	2,52	2,61	2,70	2,79	2,90
Теплоперепад проточной части $H''_0$ до давления перед последней ступенью, кДж/кг	264	317	352	387	412	430	446
Использованный теплоперепад проточной части без последней ступени $H''_i$ , кДж/кг	215	260	289	317	338	353	366
Располагаемый теплоперепад последней ступени $H_{0z}$ , кДж/кг	11	16	22	33	40	52	60
Использованный теплоперепад последней ступени $H_{iz}$ , кДж/кг	-5	4	14	28	36	46	52
Использованный теплоперепад всей турбины $H'_i$ , кДж/кг	211	264	303	345	374	399	418
Коэффициент полезного действия проточной части $\eta'_{0i}$	0,765	0,793	0,810	0,821	0,827	0,827	0,826
Внутренняя мощность турбины $N_i$ , кВт	12 400	19 400	26 730	35 500	44 000	52 800	61 450
Механические потери $\Delta N_m$ , кВт	700	700	700	700	700	700	700
Потери в электрическом генераторе $\Delta N_{э,г}$ , кВт	770	800	860	970	1045	1230	1540
Электрическая мощность $N_э$ , кВт	10 930	17 900	25 170	33 930	42 255	50 870	59 210

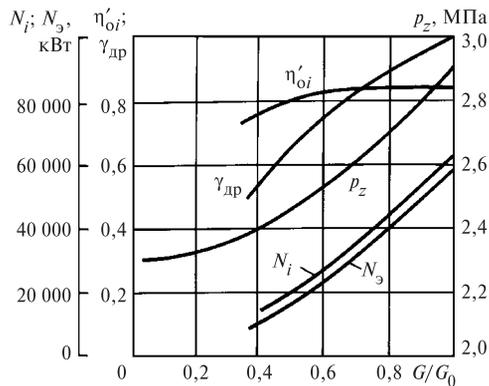


Рис. 6.15. Результаты расчета переменного режима работы турбины с противодавлением и сопловым парораспределением

ную мощность турбины при различных расходах пара. Основные результаты расчета приведены в табл. 6.3 и показаны в виде кривых на рис. 6.15.

Для определения потерь от дросселирования представим коэффициент дросселирования в таком виде:

$$\gamma_{др} = \frac{H'_0}{H_0} = 1 - \frac{H_0 - H'_0}{H_0} = 1 - \xi_{др},$$

где  $\xi_{др}$  — потери, вызванные дросселированием, т.е. относительное уменьшение располагаемого теплоперепада.

Потери от дросселирования можно выразить формулой

$$\xi_{др} = \frac{(G_0/G)^{(k-1)/k} - 1}{(p_{00}/p_z)^{(k-1)/k} - 1}, \quad (6.35)$$

полученной применением приближенных зависимостей для теплоперепадов  $H_0$  и  $H'_0$  при перегретом паре.

Формула (6.35) показывает, что увеличение потерь от дросселирования  $\xi_{др}$  при снижении расхода пара через турбину зависит от расчетного отношения давления свежего пара к давлению отработавшего пара  $p_{00}/p_z$ . Чем меньше это отношение, тем больше потери, вызванные дросселированием (рис. 6.16). Поэтому сопловое парораспределение для турбин с противодавлением не должно применяться, за исключением вспомогательных турбин небольшой мощности.

**Сопловое парораспределение.** Впуск пара в турбину при сопловом парораспределении управляется несколькими регулирующими клапанами,

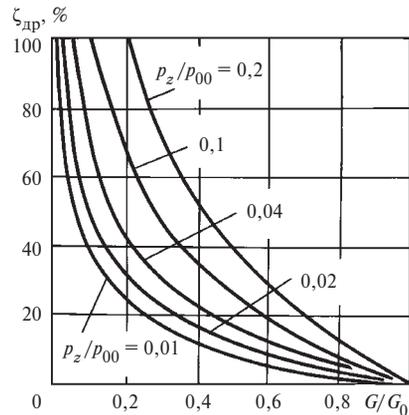


Рис. 6.16. Потери от дросселирования в турбине с сопловым парораспределением

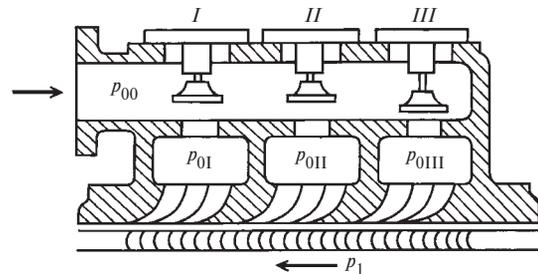


Рис. 6.17. Схема подвода пара к регулирующей ступени турбины с сопловым парораспределением

открывающимися в определенной последовательности. От каждого клапана пар направляется к самостоятельному сопловому сегменту (рис. 6.17). Благодаря этому потери от дросселирования при сниженной нагрузке распространяются не на все количество пара, как при сопловом парораспределении, а только на ту его часть, которая протекает через не полностью открытый клапан. При полном же открытии всех или нескольких (одного, двух и т.д.) регулирующих клапанов и закрытых остальных клапанов потери от дросселирования вообще отсутствуют. Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением при изменении нагрузки сохраняется более устойчиво, чем экономичность турбины с сопловым парораспределением. Особенно большое преимущество имеет сопловое парораспределение для турбин с противодавлением, в которых из-за большого значения отношения  $p_z/p_{00}$  потери от дросселирования весьма заметны.

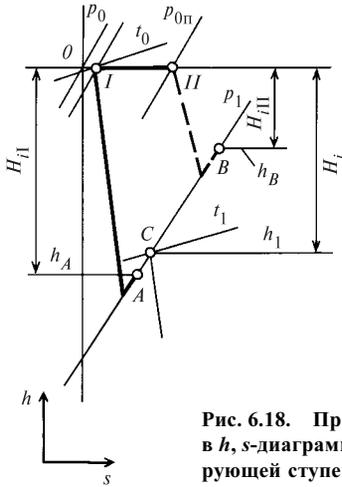


Рис. 6.18. Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме для потоков в регулирующей ступени

В стационарных турбинах, работающих на электростанциях, сопловое парораспределение получило наиболее широкое распространение.

При рассмотрении соплового парораспределения надо различать два потока пара. Основной поток, протекающий через полностью открытые регулирующие клапаны, подходит к сопловым сегментам регуливающей ступени почти без дросселирования и имеет начальное давление, близкое к давлению свежего пара  $p_{00}$ , за вычетом потерь в полностью открытых паровпускных органах.

Второй поток пара проходит через частично открытый клапан и подвергается дросселированию, тем больше, чем меньше открыт этот клапан, так что давление пара  $p_{0п}$  перед соплами значительно ниже давления  $p_0$  свежего пара (рис. 6.18). Следовательно, теплоперепад и абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки в первом потоке выше, чем во втором.

В камере регуливающей ступени происходит перемешивание обоих потоков пара. В результате смешения потоков с энтальпиями  $h_A$  и  $h_B$  энтальпия смеси составит  $h_1$  и может быть определена из уравнения смешения:

$$h_1 = \frac{G_A h_A + G_B h_B}{G_A + G_B} = \frac{G_A (h_0 - H_{iI}) + G_B (h_0 - H_{iII})}{G} = h_0 - \left( \frac{G_A}{G} H_{iI} + \frac{G_B}{G} H_{iII} \right), \quad (6.36)$$

где  $G_A$  — расход пара через полностью открытые клапаны;  $G_B$  — расход пара, подвергающегося дрос-

селированию в частично открытом клапане;  $G$  — суммарный расход пара через турбину:  $G = G_A + G_B$ .

Распределение давлений пара и теплоперепадов в турбине с сопловым парораспределением при изменении нагрузки должно рассматриваться отдельно для потоков  $G_A$  и  $G_B$  в пределах регулирующей ступени и отдельно для потока  $G$  всех остальных нерегулируемых ступеней.

В нерегулируемых ступенях распределение давлений и теплоперепадов находят по тем же формулам, что и в турбинах с дроссельным парораспределением.

Однако изменение температуры пара в камере перед нерегулируемыми ступенями в случае соплового парораспределения может быть заметно больше, чем при дроссельном парораспределении, вследствие того, что при сопловом парораспределении существенно снижается энтальпия и, следовательно, температура пара за регуливающей ступенью.

Чтобы учесть это снижение температуры, необходимо после того, как будет найден закон изменения давлений в камере регуливающей ступени  $p_1$  в зависимости от изменения расхода пара через турбину при постоянной температуре по формулам (6.26) и (6.28), найти распределение потоков пара между отдельными сопловыми группами и закон изменения давлений пара за регуливающими клапанами.

Допустим, что расчетный расход пара через турбину  $G_0$  обеспечивается тремя полностью открытыми клапанами при расчетном давлении в камере регуливающей ступени  $p_{10}$ .

Расчетные расходы пара через каждую группу сопл регуливающей ступени при расчетном расходе  $G_0$  через турбину определяют из выражений:

$$G_{I0} = \frac{z_1}{\sum z} G_0; \quad G_{II0} = \frac{z_2}{\sum z} G_0; \quad G_{III0} = \frac{z_3}{\sum z} G_0,$$

где  $G_{I0}$ ,  $G_{II0}$ ,  $G_{III0}$  — расчетные расходы пара соответственно через первую, вторую и третью группы сопл;  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $z_3$  — число сопловых каналов соответственно в первой, второй и третьей группах сопл;  $\sum z$  — суммарное число сопловых каналов в регуливающей ступени.

Весь дальнейший расчет выполнен при нулевой степени реактивности. В действительности вследствие изменения  $u/c_\phi$  реактивность изменяется по-разному для различных групп сопл.

По расчетному отношению давлений  $\epsilon_{10} = p_{10}/p_0$ , пользуясь верхней кривой ( $\epsilon_0 = 1,0$ ) сетки расходов (см. рис. 2.39), находят  $q_0$  и далее критические рас-

ходы пара через каждую группу сопел при давлении пара перед соплами, равном  $p_0$ :

$$G_{Iкр} = G_{I0} \frac{1}{q_0}; \quad G_{IIкр} = G_{II0} \frac{1}{q_0};$$

$$G_{IIIкр} = G_{III0} \frac{1}{q_0}.$$

Расходы пара, протекающего через полностью открытые регулирующие клапаны, при произвольном расходе пара через турбину находят с помощью сетки расходов или формулы (2.109):

$$G_I = G_{Iкр} q; \quad G_{II} = G_{IIкр} q; \quad G_{III} = G_{IIIкр} q,$$

где  $q$  — относительный расход через сопла регулирующей ступени при относительном давлении за соплами  $\varepsilon_1 = p_{11}/p_0$  и относительном давлении перед соплами  $\varepsilon_0 = 1,0$ .

Количество пара, протекающего через частично открытый регулирующий клапан, равно разности полного расхода пара, поступающего в турбину, и суммы его расходов через полностью открытые клапаны:

$$G_n = G - (G_I + G_{II} + \dots + G_{n-1}) = G - \sum_1^{n-1} G_i.$$

Произведя такой расчет при различных расходах пара через турбину, можно построить диаграмму распределения потока пара между отдельными группами сопел (рис. 6.19, а). На этой диаграмме, построенной для конденсационной турбины, как по оси абсцисс, так и по оси ординат нанесены в одном и том же масштабе относительные расходы пара  $G/G_0$ . Относительный расход пара, отложенный по оси ординат, состоит из суммы относительных расходов через отдельные регулирующие клапаны  $G_I/G_0 + G_{II}/G_0 + G_{III}/G_0 + G_{IV}/G_0$ . Всего в рассматриваемой турбине таких клапанов четыре, из них четвертый является перегрузочным.

По известному расходу пара  $G_n$  через группу сопел, питаемую через частично открытый клапан, и отношению этого расхода к предельному критическому расходу через рассматриваемую группу сопел  $G_n/G_{nкр}$ , пользуясь сеткой расходов или формулой (2.109), находят давление пара перед соплами этой группы, необходимое для того, чтобы обеспечить заданный относительный расход пара через нее при известном давлении в камере регулирующей ступени.

Найденный таким образом закон изменения давлений пара за регулируемыми клапанами в зависимости от расхода пара через турбину (рис. 6.19, б) позволяет сделать вывод, что при изменении нагрузки турбины с сопловым парораспределением располагаемый теплоперепад ее регулирующей

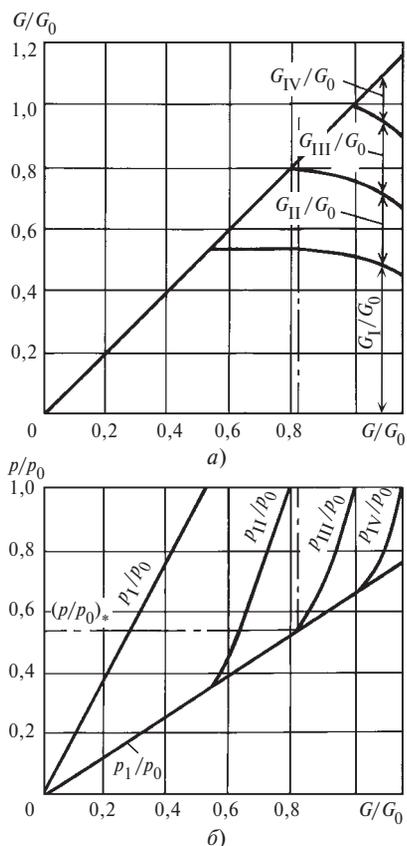


Рис. 6.19. Распределение потока пара между группами сопел  $G/G_0$  (а) и давлений  $p/p_0$  (б) за регулируемыми клапанами в турбине с сопловым парораспределением

ступени изменяется в широких пределах. Наибольший теплоперепад возникает при полном открытии первого клапана, когда закрыты остальные клапаны. В этом случае отношение давлений пара перед сопловой решеткой, питаемой через первый клапан,  $p_1/p_0$  достигает расчетного максимального значения ( $p_1/p_0 = 1$ ), а относительное давление в камере регулирующей ступени  $p_1/p_0$  значительно ниже расчетного, поскольку оно изменяется пропорционально расходу пара через турбину.

Режим работы турбины при полностью открытом первом регулирующем клапане, когда все остальные клапаны закрыты, по условиям прочности является наиболее тяжелым для сопловых и особенно для рабочих лопаток регулирующей ступени, поскольку, во-первых, изгибные напряжения в рабочей решетке при этом режиме максимальны и, во-вторых, эти напряжения действуют не непрерывно, а периодически, во время прохождения рабочих лопаток возле открытой сопловой решетки первого клапана, т.е. повторяются через каждый оборот ротора, что может вызвать опасные колеба-

ния лопаток, нередко приводящие к усталостным поломкам (см. гл. 14).

Напряжения в сопловых лопатках регулирующей ступени при режиме с полностью открытым первым клапаном также будут максимальными, поскольку перепад давлений на них  $p_0 - p_1$  в этом случае достигает наибольшего значения.

Представленная на рис. 6.19 диаграмма наглядно показывает, что расходы пара через полностью открытые регулирующие клапаны сохраняются постоянными только до тех пор, пока отношение давления в камере регулирующей ступени к давлению свежего пара меньше критического, т.е. пока  $p_1/p_0 < \varepsilon_{кр} = 0,546$ . При отношении же этих давлений, большем критического, расходы пара через полностью открытые клапаны по мере увеличения нагрузки и соответствующего повышения давления в камере регулирующей ступени уменьшаются согласно сетке относительных расходов.

После построения диаграммы соплового парораспределения (рис. 6.19) можно найти мощность, развиваемую регулирующей ступенью, и мощность всех последующих ступеней при переменном расходе пара через турбину.

Для определения мощности регулирующей ступени необходимо предварительно найти зависимость использованных теплоперепадов этой ступени от ее располагаемого теплоперепада. Для стационарной турбины, работающей с постоянной частотой вращения, отношение  $u/c_\phi$ , а также другие факторы, которые могут повлиять на относительный лопаточный КПД регулирующей ступени при постоянной энтальпии пара, подводимого к соплам этой ступени, целиком зависят от отношения давлений  $p_1/p_{0п}$ , с которым работает ступень.

Действительно, поскольку теплоперепад потока пара, протекающего через любую группу сопл регулирующей ступени, может быть выражен в виде

$$H_0 = \frac{k}{k-1} p_{0п} v_{0п} [1 - (p_1/p_{0п})^{(k-1)/k}],$$

а произведение  $p_{0п} v_{0п}$  не меняется при постоянной энтальпии, то этот теплоперепад для любой группы сопл зависит только от отношения давлений  $p_1/p_{0п}$ .

Следовательно, скорость  $c_\phi = \sqrt{2H_0}$  также целиком определяется отношением  $p_1/p_{0п}$  и при неизменной частоте вращения отношение  $u/c_\phi$  будет зависеть только от отношения  $p_1/p_{0п}$ . Дополнительные потери в потоке пара, т.е.  $\xi_{тр} + \xi_{п}$ , также можно принять зависящими только от  $p_1/p_{0п}$ . Влиянием утечек и их изменением пренебрегаем, поскольку

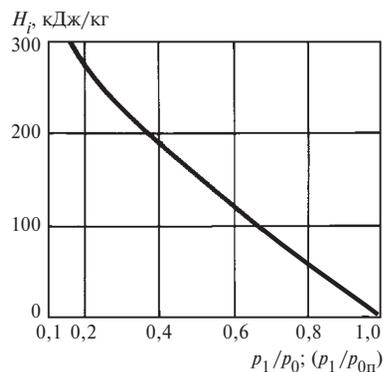


Рис. 6.20. Зависимость использованного теплоперепада потоков пара регулирующей ступени от отношения давлений

условно принята регулирующая ступень с нулевой реактивностью. В результате такого предварительного расчета находят зависимость использованного теплоперепада ступени от отношения  $p_1/p_{0п}$  (рис. 6.20).

Далее определяют использованный теплоперепад всей регулирующей ступени. Пусть при произвольной нагрузке турбины расходы пара составляют: через полностью открытые сопловые решетки  $G_A$ , через сопловую группу, питаемую через частично открытый клапан,  $G_B$ , а суммарный расход через турбину  $G = G_A + G_B$ . Допустим, что давления пара при этом равны: перед сопловыми решетками, регулирующие клапаны которых открыты полностью,  $p_0$ , перед сопловой решеткой, регулирующей клапан которой открыт частично,  $p_{0п}$  и в камере регулирующей ступени  $p_1$ .

Подсчитав по этим данным отношения давлений  $p_1/p_0$  и  $p_1/p_{0п}$  и воспользовавшись графиком зависимости  $H_i = f[p_1/p_0; (p_1/p_{0п})]$  (рис. 6.20), найдем использованные теплоперепады  $H_{iI}$  и  $H_{iII}$  для обоих потоков пара ( $G_A$  и  $G_B$ ), протекающих через регулирующую ступень.

Теплоперепад, использованный в регулирующей ступени, находим по формуле (6.36), которую в данном случае можно представить в таком виде:

$$H_i = h_0 - h_1 = \frac{G_A}{G} H_{iI} + \frac{G_B}{G} H_{iII}.$$

Средневзвешенная энтальпия в камере регулирующей ступени будет равна разности энтальпии свежего пара и теплоперепада:

$$h_1 = h_0 - H_i.$$

По найденной энтальпии  $h_1$  и давлению  $p_1$  наносим на  $h, s$ -диаграмме точку  $C$ , отвечающую состоянию пара в камере регулирующей ступени. Одновременно определяем и температуру пара

(см. рис. 6.18). При определении давления в камере регулирующей ступени по формулам (6.26), (6.28) отношение абсолютных температур принимаем равным единице, поэтому сопоставим температуру, найденную по  $h, s$ -диаграмме, с первоначально принятой. Если окажется, что она заметно отличается от принятой, и потребуется большая точность, то можно произвести расчет во втором приближении, приняв в этих формулах ту температуру, которая найдена по  $h, s$ -диаграмме.

Параметры пара  $p_1, h_1$  на выходе из регулирующей ступени являются теми же, что и на входе в нерегулируемые ступени турбины. Следовательно, от них зависит конечная точка процесса расширения пара в турбине. В качестве примера на рис. 6.21 показано положение точки, соответствующей параметрам на выходе из регулирующей ступени при различных нагрузках конденсационной турбины с четырьмя регулирующими клапанами. Как видно из этого рисунка, наибольший использованный теплоперепад в регулирующей ступени имеет место при полностью открытом первом клапане, а наименьший — при полностью открытых всех (четырех) клапанах.

При частичном открытии первого клапана теплоперепад меньше, чем при его полном открытии, вследствие снижения давления в сопловой коробке первого клапана за счет дросселирования в нем.

**Обводное (байпасное) парораспределение.** Обводное парораспределение чаще всего приме-

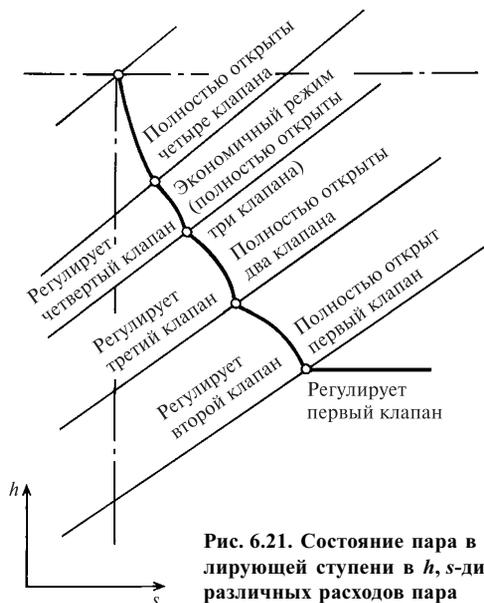


Рис. 6.21. Состояние пара в камере регулирующей ступени в  $h, s$ -диаграмме для различных расходов пара

няют вместе с дроссельным. Однако в ряде случаев оно сочетается и с сопловым парораспределением, в частности для обеспечения перегрузки турбины сверх экономической мощности.

Принципиальная схема турбины с обводным парораспределением показана на рис. 6.22. Все ступени турбины выполнены с полным подводом пара ( $e = 1$ ).

К первой ступени пар подводится через клапан 1, который работает как дроссельный до тех пор, пока давление перед соплами первой ступени не станет равным давлению свежего пара. Как только давление перед первой ступенью станет близким к давлению свежего пара, начинает открываться обводный клапан 2, через который часть пара, обходя первую группу ступеней, направляется к третьей ступени.

Открытие второго клапана позволяет пропустить через турбину увеличенное количество пара и тем самым достигнуть повышения ее мощности, но при этом в клапане при частичном его открытии происходит дросселирование и экономичность турбины понижается.

Рассмотрим распределение потоков пара в турбине с обводным парораспределением при изменении нагрузки применительно к схеме, приведенной на рис. 6.22.

Давление  $p_x$  в перегрузочной камере определяется по формулам (6.26) и (6.28). Если давление перед первой ступенью достигнет давления свежего пара при каком-то относительном расходе пара через турбину  $G_{1\text{ макс}} / G_0$ , при котором  $p_x = p_{x0}$ , то, как было сказано выше, дальнейшее увеличение расхода будет обеспечиваться открытием второго клапана. По мере открытия второго клапана давление  $p_x$  в перегрузочной камере будет повышаться, что вызовет сокращение расхода пара  $G_1$  через первый регулирующий клапан. Долю расхода пара, протекающего через первую группу ступеней,

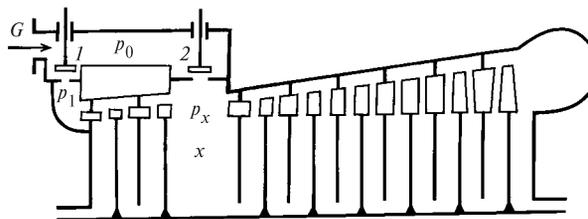


Рис. 6.22. Схема турбины с обводным парораспределением

при этом можно найти, применяя к этой группе уравнение

$$\frac{G_1}{G_{1\text{макс}}} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_x^2}{p_0^2 - p_{0x}^2}}. \quad (6.37)$$

Из диаграммы обводного парораспределения (рис. 6.23) видно, что расход пара через первую группу ступеней достигает своего максимума  $G_{1\text{макс}}$  при  $p_1/p_0 = 1$ , т.е. когда давление  $p_1$  перед первой ступенью турбины равно давлению  $p_0$  свежего пара.

По мере открытия второго клапана расход пара  $G_x$  через него растет, но при этом повышается давление  $p_x$  в перегрузочной камере и соответственно уменьшается расход пара  $G_1$  через первую группу ступеней. Дуга эллипса  $ab$ , разделяющая суммарный пропуск пара на два потока (рис. 6.23), нанесена на диаграмму путем расчета относительного расхода пара  $G_1/G_0$  через первую группу ступеней по формуле (6.37) при различных суммарных пропусках пара через турбину.

При расчете и эксплуатации обводного парораспределения необходимо строго следить за тем, чтобы расход пара через первую группу ступеней при всех режимах, даже при полностью открытом обводном клапане 2, был достаточен для отведения теплоты, выделяемой в результате потерь на трение и вентиляцию в ступенях этой группы. При недостаточном отводе теплоты температура пара в проточной части первой группы ступеней может подняться выше температуры свежего пара и вызвать опасное понижение прочности металла первых ступеней.

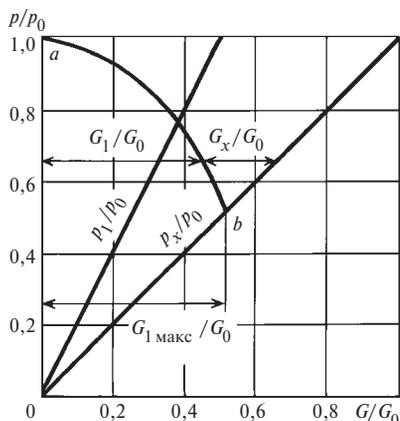


Рис. 6.23. Распределение расходов пара при обводном парораспределении конденсационной турбины

Внутреннюю мощность турбины с обводным парораспределением при различных расходах пара через турбину определяют следующим образом. Вначале производят предварительный расчет первой группы ступеней при переменном расходе пара, позволяющий найти зависимость ее располагаемого и использованного теплоперепада от отношения давления  $p_x$  за рассматриваемой группой к давлению свежего пара  $p_0$ .

Состояние пара в камере  $x$  после смешения двух потоков, один из которых ( $G_1$ ) прошел через первую группу ступеней и имеет энтальпию  $h_1$ , а другой ( $G_x$ ) — через обводный клапан с энтальпией  $h_0$ , определяется из уравнения смешения:

$$h_{\text{см}} = \frac{G_1 h_1 + G_x h_0}{G_1 + G_x}. \quad (6.38)$$

Расчет последующих ступеней, расположенных между камерой смешения  $x$  и конденсатором, производится точно так же, как и для турбины с дроссельным парораспределением. Коэффициент полезного действия промежуточных ступеней в широких пределах изменения расхода пара для ориентировочных расчетов можно считать постоянным. Наиболее резкие искажения теплоперепадов, а следовательно, и КПД при изменении расхода пара через турбину, как и ранее, имеют место в последних ступенях турбины.

Чем отдаленнее от первой ступени производится выпуск обводного пара, тем больше снижение экономичности от дросселирования пара, но тем большая может быть достигнута добавочная (перегрузочная) мощность.

Для того чтобы уменьшить потери, вызванные дросселированием обводного пара, иногда применяют двухкратное и даже трехкратное обводное регулирование, т.е. предусматривают перепуск свежего пара в две или три камеры в проточной части турбины.

Изменение относительного внутреннего КПД в зависимости от относительного расхода пара для турбины с однократным и двухкратным обводным регулированием показано на рис. 6.24. При однократном обводе перегрузка турбины начинается с  $G/G_0 = 0,5$  и сразу же вызывает интенсивное снижение КПД из-за потерь от дросселирования пара в обводном клапане, которое при  $G/G_0 = 0,7$  достигает  $\Delta \eta_{oi}/\eta_{oi} = 1,85\%$ .

При двухкратном обводе после того, как полностью открылся второй клапан и потери на дросселирование в нем исчезли, открывается третий клапан при  $G/G_0 = 0,7$ . Благодаря этому при  $G/G_0 = 0,7$  КПД достигает уровня, имевшего место перед началом открытия второго клапана.

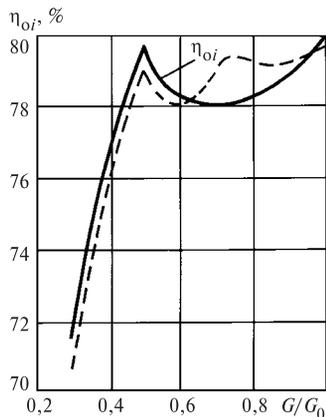


Рис. 6.24. Относительный внутренний КПД турбины с обводным регулированием в зависимости от относительного расхода пара:

— — — — — однократный обвод; - - - - - двухкратный обвод

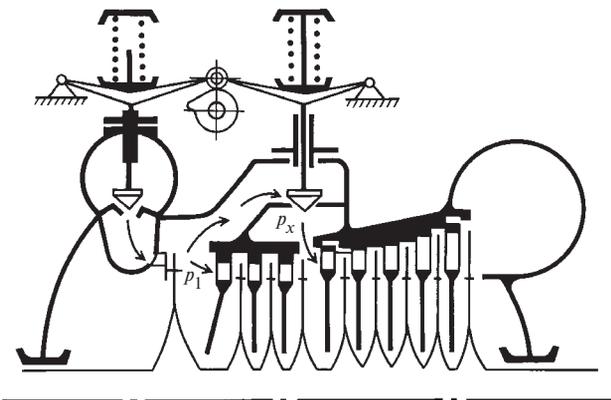


Рис. 6.25. Схема парораспределения с внутренним обводом

Обводное парораспределение такого вида, как показано на рис. 6.22, нерационально применять в турбинах, рассчитанных на высокую начальную температуру пара. При подводе свежего пара в промежуточную ступень такой турбины группа первых ступеней, а также корпус турбины подвергаются воздействию высокой температуры свежего пара, что приводит к необходимости выполнять корпус турбины из высоколегированной стали и резко повышает стоимость ее изготовления. В турбинах с обводным регулированием, рассчитанных на высокую начальную температуру пара, вместо наружного применяют внутренний обвод пара, осуществляемый обычно из камеры регулирующей ступени в одну из промежуточных ступеней (рис. 6.25). При этом после достижения экономической нагрузки и допустимых параметров пара в камере регулирующей ступени дальнейшее нагру-

жение турбины производится одновременным открытием обводного клапана и регулирующего клапана, от степени открытия которого зависит расход пара через дополнительный сопловой сегмент регулирующей ступени.

Перемещения обводного клапана и клапана подвода свежего пара к дополнительной сопловой группе выбирают так, чтобы при повышении нагрузки сверх экономичной давление в камере регулирующей ступени сохранялось приблизительно постоянным, а температура не превышала допустимого уровня. Такой вид обвода применяют иногда для обеспечения номинальной нагрузки турбины при снижении начального давления пара.

Характер изменения давления пара за регулирующими клапанами и в ступенях турбины, а также расходов пара через регулирующие и обводный клапаны при переменной нагрузке турбины с сопловым и внутренним обводным регулированием показан на рис. 6.26.

При изменении нагрузки от 0 до  $0,8G_0$  работает обычное сопловое парораспределение с тремя сопловыми группами, которые открываются после-

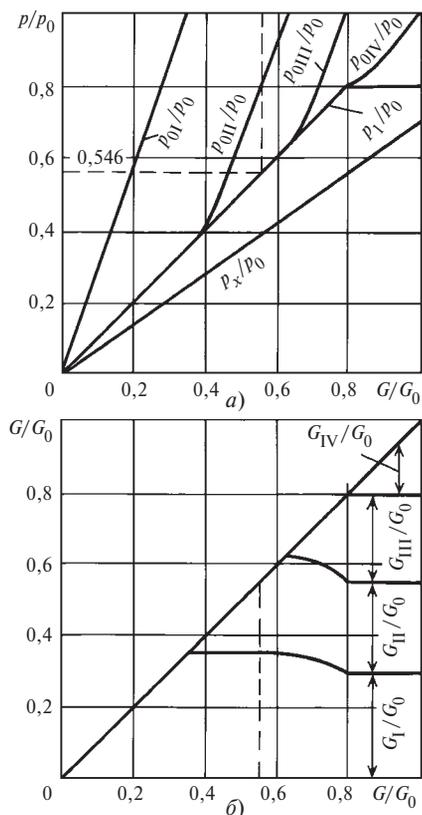


Рис. 6.26. Изменение давлений (а) и расходов (б) пара в турбине с сопловым и внутренним обводным парораспределением

довательно одна за другой. Отношение давлений пара  $p_1/p_0$  в камере регулирующей ступени при этом изменяется пропорционально относительному расходу пара.

При дальнейшем повышении нагрузки от  $0,8G_0$  до полной одновременно открываются клапан дополнительной сопловой группы и клапан внутреннего обвода. При этом давление в камере регулирующей ступени и расходы пара через полностью открытые первые три клапана сохраняются неизменными. Давление же за четвертым клапаном  $p_{0IV}/p_0$  и расход пара через него  $G_{IV}/G_0$  соответственно возрастают.

Поскольку давление в камере перегрузки  $p_x$  по мере открытия внутреннего обвода повышается, а давление в камере регулирующей ступени  $p_1$  остается неизменным, расход пара через первую группу ступеней турбины будет уменьшаться.

На интервале от  $0,8G_0$  до  $G_0$  расход через клапан внутреннего обвода больше, чем расход через четвертый перегрузочный регулирующий клапан, поскольку расход через первую группу ступеней снижается вследствие повышения  $p_x$ .

## 6.6. ВЫБОР СИСТЕМЫ ПАРORАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При выборе системы парораспределения надо исходить из назначения турбины. Если турбина предназначена для покрытия базовой нагрузки электрической сети, ее следует проектировать с как можно более высоким КПД. Такая турбина в процессе эксплуатации должна работать по возможности с постоянной номинальной нагрузкой и может быть выполнена с небольшим числом регулирующих клапанов при сопловом парораспределении или даже с чисто дроссельным парораспределением.

Однако в настоящее время нагрузка энергосистем очень сильно меняется. В выходные дни и в часы ночных провалов на многих электростанциях она снижается более чем на 50 %. При этом какая-то сравнительно небольшая часть турбин останавливается, остальные же работают с нагрузками в диапазоне от 50 %-ной до полной, а в часы пик — до максимально возможной. Поэтому большинство паротурбинных установок, включая блоки мощностью 500 и даже 800 МВт, необходимо проектировать для работы не только при полной, но и при значительно (до 50 %) сниженной нагрузке. При этих условиях наиболее рациональной является система соплового парораспределения, при которой снижение нагрузки турбины сопровождается значительно меньшим ухудшением экономичности, чем при дроссельном парораспределении.

Однако кроме экономичности следует учитывать также и условия надежности работы турбины. В турбинах с сопловым парораспределением, как указывалось в § 6.5, в лопатках регулирующей ступени возможно возникновение значительных динамических напряжений изгиба из-за парциального подвода пара, см. также гл. 14.

Немаловажным является и то обстоятельство, что изменение нагрузки турбины при сопловом парораспределении приводит к значительно большим колебаниям температуры пара в промежуточных ступенях, а следовательно, и температуры корпуса турбины, чем при дроссельном парораспределении. Это обстоятельство особенно важно для турбин, предназначенных для работы в регулировочном режиме, с ежедневными глубокими снижениями и быстрыми восстановлениями нагрузки, с остановками и пусками. Большие и резкие изменения температуры корпуса турбины при этих режимах вызывают градиенты температур и термические напряжения в стенках корпуса, снижающие маневренность и надежность турбины. В связи с перечисленными факторами турбины очень больших мощностей, особенно если они работают на насыщенном паре, например на АЭС, обычно выполняют с дроссельным парораспределением.

В случае применения соплового парораспределения важно выбрать оптимальный располагаемый теплоперепад регулирующей ступени при расчетном режиме и оптимальное число сопловых коробок.

Поскольку КПД регулирующей ступени, выполненной с парциальным подводом пара и без использования выходной скорости, при номинальной нагрузке ниже, чем КПД последующих первых ступеней, КПД турбины в целом при расчетной нагрузке тем больше, чем меньше расчетный теплоперепад регулирующей ступени.

В то же время увеличение располагаемого теплоперепада регулирующей ступени  $H_0^{p,ст}$  снижает давление  $p_1$  в ее камере и тем самым сокращает утечку пара ( $G_y$ ) через переднее концевое уплотнение турбины. Для турбин малой мощности, особенно при высоком начальном давлении, эта утечка составляет несколько процентов общего расхода пара и может заметно повлиять на экономичность турбоагрегата.

При режимах работы турбины с пониженными нагрузками давление в камере регулирующей ступени снизится пропорционально расходу пара, а располагаемый теплоперепад ступени соответственно возрастет. Относительный рост теплоперепада тем больше, чем меньше его расчетное значение  $H_{00}^{p,ст}$ . Увеличение теплоперепада вызовет рост

скорости  $c_\phi$  и нарушение расчетного отношения  $u/c_\phi$ , причем уменьшение  $u/c_\phi$  и соответствующее ему снижение КПД регулирующей ступени будут тем сильнее, чем меньше был выбран расчетный теплоперепад этой ступени (рис. 6.27).

Таким образом, преимущества соплового парораспределения в режиме переменной нагрузки турбины проявляются при большом расчетном теплоперепаде регулирующей ступени. Вместе с тем увеличение  $H_{00}^{p.ct}$  приводит к снижению экономичности турбины при ее полной нагрузке.

Отсюда следует, что для турбин, работающих длительное время с полной нагрузкой, предпочтительнее выбирать меньший теплоперепад регулирующей ступени, а для турбин, работающих с резко переменной нагрузкой, — большой теплоперепад.

Задача о выборе числа сопловых сегментов при сопловом парораспределении и о влиянии числа регулирующих клапанов на экономичность турбин при сниженной нагрузке обычно решается исходя из графика их нагрузки. На рис. 6.28 представлены кривые изменения мощности в зависимости от расхода пара через турбину для чисто дроссельного парораспределения (кривая  $bc$ ) и для идеального соплового парораспределения с бесконечно большим числом сопловых групп (кривая  $ba$ ). При полной нагрузке ( $G/G_0 = 1$ ) мощность обеих турбин условно принята одинаковой ( $N/N_0 = 1$ ). При уменьшении расхода пара мощность турбины с дроссельным парораспределением снижается больше, чем мощность турбины с идеальным сопловым парораспределением. Разность мощностей турбин объясняется потерями, вызванными дросселированием пара в паровпускном клапане

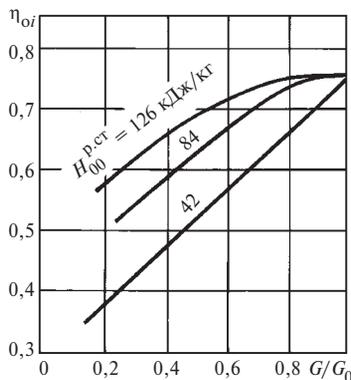


Рис. 6.27. Влияние располагаемого теплоперепада регулирующей ступени на ее КПД при переменном режиме

турбины с дроссельным регулированием, и определяется разностью ординат обеих кривых.

Для того чтобы оценить влияние числа сопловых сегментов на экономичность турбины при переменном расходе пара, разделим сопловую решетку первой ступени вначале на две равные группы с одинаковым числом сопловых каналов и снабдим каждую группу своим регулирующим клапаном. Тогда при одном полностью открытом клапане экономичность турбины совпадет в точке  $e$  с экономичностью турбины, имевшей идеальное сопловое парораспределение, а изменение мощности изобразится линией  $bed$ . Выигрыш мощности при двух сопловых группах по сравнению с дроссельным регулированием представится площадью фигуры, горизонтально заштрихованной. Теперь разделим каждую из двух групп еще на две группы. При четырех группах сопл изменение мощности изобразится линией  $bhegf$  и выигрыш мощности по сравнению с двумя группами сопл уже будет значительно меньшим, хотя и ощутимым, представляемым площадью фигуры, заштрихованной вертикально.

Переход от четырех к большему числу сопловых групп дает совсем небольшую дополнительную мощность, но усложняет конструкцию турбины. Поэтому, как правило, при сопловом парораспределении применяют четыре сопловые группы и очень редко шесть — восемь сопловых групп.

Способ соединения сопловых каналов в отдельные регулировочные группы выбирается в зависи-

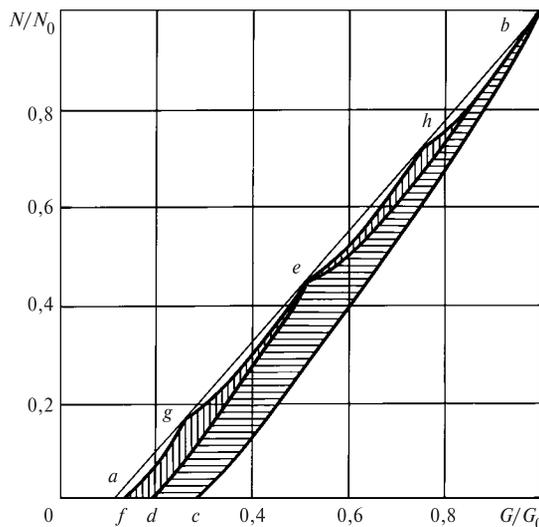


Рис. 6.28. Изменение мощности турбины в зависимости от изменения расхода пара при различных системах парораспределения

мости от того, в каких пределах будет изменяться нагрузка проектируемой турбины в процессе эксплуатации и при каких мощностях она будет работать наиболее продолжительное время. Например, известно, что турбина основное время будет работать с нагрузками от 0,4 до 0,8 максимальной мощности и кратковременно — с нагрузками меньше 0,4 и больше 0,8 максимальной мощности. При этом условии целесообразно, чтобы мощность до 0,4 максимальной могла быть достигнута при работе одного регулирующего клапана, а дальнейшее увеличение расхода пара для достижения мощности до 0,8 максимальной осуществлялось путем последующего открытия вначале второго, затем третьего и четвертого регулирующих клапанов. Учитывая кратковременность работы при максимальной мощности, для достижения ее можно применить обводный перегрузочный клапан.

При выборе порядка открытия регулирующих клапанов необходимо учитывать также условия прогрева корпуса турбины. Из этих соображений, например, часто открывают одновременно два клапана, один из которых подает пар в нижнюю половину цилиндра, а другой — в верхнюю, чтобы обе части цилиндра разогревались одновременно.

### 6.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ СПОСОБОМ СКОльзяЩЕГО ДАВЛЕНИЯ

При блочной компоновке теплосилового установи пуск турбины производят одновременно с растопкой котла, т.е. на скользящих параметрах пара, причем не только повышение частоты вращения и включение генератора в сеть, но и повышение нагрузки турбины вплоть до полной осуществляется при постепенно нарастающих давлении и температуре свежего пара.

При регулировании мощности органами парораспределения турбины в котле и паропроводах свежего пара поддерживается постоянное номинальное давление. При регулировании же мощности котлом, когда регулирующие клапаны турбины полностью открыты и нагрузка изменяется примерно пропорционально давлению свежего пара, длительная работа при пониженном давлении повышает надежность и долговечность поверхности нагрева котла и паропроводов, идущих к турбине.

Кроме того, поскольку давление пара перед турбиной меняется (скользит) плавно, а температура пара поддерживается постоянной (номинальной), то при полностью открытых регулирующих клапанах температура большинства ответственных эле-

ментов турбины сохраняется неизменной. Благодаря этому при изменении нагрузки отсутствует неравномерность температурных полей в поперечных сечениях корпуса турбины, вызывающая термические напряжения, специфические для частичной нагрузки турбин с сопловым парораспределением; не появляются относительные тепловые расширения (или укорочения) ротора; снижаются напряжения изгиба, особенно динамические, в лопатках первой ступени. Перечисленные обстоятельства заметно улучшают надежность и маневренность турбины, не говоря уже о возможности упрощения ее конструкции (путем отказа от соплового парораспределения) и повышения экономичности за счет этого отказа при номинальном режиме.

Для того чтобы оценить изменение экономичности турбинной установки при переходе с клапанного регулирования мощности на регулирование способом скользящего давления, рассмотрим в качестве примера процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме (рис. 6.29) в ЦВД конденсационной турбины с высокими начальными параметрами пара и промежуточным перегревом, имеющей дроссельное парораспределение, при расчетном ( $G_0$ ) и половинном ( $G/G_0 = 0,5$ ) расходах пара для двух случаев:

1) при постоянном давлении свежего пара, т.е.  $p_0 = \text{const}$  и  $h_0 = \text{const}$  (сплошные линии);

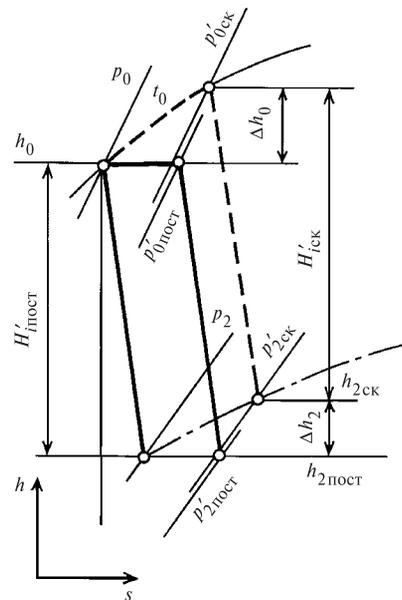


Рис. 6.29. Процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме в ЦВД конденсационной турбины с дроссельным парораспределением при постоянном (—) и скользящем (---) начальных давлениях

2) при скользящем давлении свежего пара, т.е.  $p_0 = \text{var}$  и  $t_0 = \text{const}$  (штриховые линии).

Если температура пара после промежуточного перегрева  $t''_{\text{пп}}$  будет поддерживаться постоянной, то давление за ЦВД при полностью открытых клапанах ЦСД будет меняться пропорционально расходу пара и при одном и том же значении  $G/G_0$  процессы расширения пара в ЦСД и ЦНД при скользящем давлении будут такими же, как и при дроссельном регулировании. Следовательно, использованные теплоперепады и мощность ЦСД и ЦНД не будут зависеть от способа регулирования, т.е. будут одинаковыми как при дроссельном регулировании, так и при скользящем давлении пара:

$$H_i^{\text{ЦСД+ЦНД}} = \text{const}; N_i^{\text{ЦСД+ЦНД}} = \text{const}.$$

Давление перед первой ступенью ЦВД будет определяться расходом пара, причем при сниженной нагрузке в режиме скользящего давления  $p'_{0\text{ск}}$  и постоянной температуры  $t_0 = \text{const}$  оно будет несколько выше, чем при дроссельном регулировании и  $h_0 = \text{const}$ , из-за большего удельного объема, обусловленного более высокой температурой. Например, при  $p_0 = 20$  МПа и  $t_0 = 550$  °С и снижении расхода пара вдвое эта разница составляет  $(p'_{0\text{ск}} - p'_{0\text{пост}}) / p'_{0\text{ск}} = 0,03$ .

Поскольку при скользящем давлении свежего пара температура и давление его перед первой ступенью ЦВД при сниженных нагрузках выше, чем при дроссельном регулировании, то и начальная энтальпия выше. Энтальпия же пара за ЦВД при этом тоже выше, правда, на несколько меньшее значение (см. рис. 6.29). Поэтому даже при значительном снижении нагрузки теплоперепад, а следовательно, и КПД проточной части ЦВД в этом случае сохраняются почти постоянными, т.е. такими же, как и при полной нагрузке.

Таким образом, внутренняя мощность ЦВД при регулировании скользящим давлением больше, чем при дроссельном регулировании, на

$$(N_i^{\text{ЦВД}})_{\text{ск}} - (N_i^{\text{ЦВД}})_{\text{пост}} = G [(h_{0\text{ск}} - h_{0\text{пост}}) - (h_{2\text{ск}} - h_{2\text{пост}})] = G(\Delta h_0 - \Delta h_2) = G\Delta h_{\text{ск}}.$$

Так как  $\Delta h_0 > \Delta h_2$ , то  $\Delta h_{\text{ск}} > 0$ .

Для простейшего случая, когда расход пара после промежуточного перегрева равен расходу свежего пара, абсолютный внутренний КПД турбинной установки при сниженной нагрузке можно выразить так:

при дроссельном регулировании

$$\eta_i^{\text{пост}} = \frac{h_0 - h_2 + \bar{H}_i^{\text{ЦСД+ЦНД}}}{h_0 - h_{\text{п.в}} + h_{\text{пп}} - h_2}; \quad (6.39)$$

при регулировании скользящим давлением

$$\eta_i^{\text{ск}} = \frac{h_0 - h_2 + \Delta h_{\text{ск}} + \bar{H}_i^{\text{ЦСД+ЦНД}}}{h_0 - h_{\text{п.в}} + h_{\text{пп}} - h_2 + \Delta h_{\text{ск}}}, \quad (6.39a)$$

где  $\bar{H}_i^{\text{ЦСД+ЦНД}}$  — использованный теплоперепад ЦСД и ЦНД турбины с учетом регенеративных отборов.

Поскольку  $\Delta h_{\text{ск}} > 0$ , а в формулах (6.39) и (6.39a) числитель меньше знаменателя (так как  $\eta_i < 1$ ),

то  $\eta_i^{\text{ск}} > \eta_i^{\text{пост}}$ , т.е. регулирование мощности скользящим давлением и с точки зрения экономичности при всех режимах частичного пропуска пара предпочтительнее дроссельного регулирования с постоянным давлением.

Сравнение выигрышей в удельных расходах теплоты при различных способах регулирования мощности в качестве примера показано на рис. 6.30 для турбины К-500-23,5 (ХТЗ) с начальными параметрами пара  $p_0 = 23,5$  МПа,  $t_0 = 540$ °С, промежуточным перегревом при  $p_{\text{пп}} = 3,84$  МПа до  $t_{\text{пп}} = 540$ °С и  $p_{\text{к}} = 4,4$  кПа. Из графика видно, что при относительных расходах пара  $G/G_0 < 0,65$  выигрыш в удельных расходах теплоты от регулирования скользящим давлением по сравнению с дроссельным регулированием при постоянном давлении составляет  $\Delta q_3/q_3 = 2 \dots 2,5$  %.

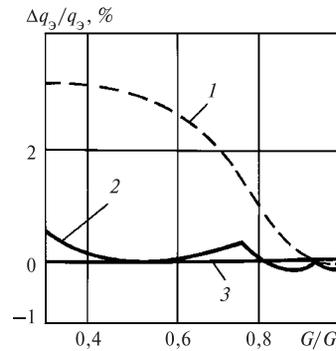


Рис. 6.30. Сравнение удельных расходов теплоты для турбины К-500-23,5 при различных способах регулирования мощности:

1 — дроссельное парораспределение,  $p_0 = \text{const}$ ; 2 — то же,  $p_0 = \text{var}$ ; 3 — сопловое парораспределение,  $p_0 = \text{const}$

В отличие от дроссельного регулирования экономичность турбинной установки, снабженной сопловым парораспределением, может быть при скользящем давлении как выше, так и ниже, чем при постоянном давлении, и, как показывают расчеты, при  $G/G_0 > 0,8$  экономичность несколько выше, а при  $G/G_0 = 0,53 \dots 0,58$  она одинакова как при скользящем, так и при постоянном давлении. При остальных режимах экономичность установки выше при постоянном давлении (рис. 6.30).

При рассмотрении вопроса об экономичности мы не учитывали изменения расхода энергии на питательные насосы, который для турбин сверхкритического давления составляет около 4 %. Применение способа регулирования мощности скользящим давлением позволяет уменьшить этот расход пропорционально снижению давления питательной воды.

Повышение надежности работы блока при сниженных нагрузках, упрощение конструкции турбин, некоторое повышение экономичности и накопленный опыт эксплуатации позволили у нас и за рубежом применять на тепловых электростанциях способ регулирования мощности скользящим давлением как на вновь проектируемых, так и на действующих паротурбинных установках, имеющих дроссельное или сопловое парораспределение.

### 6.8. ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА И ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

При эксплуатации турбин отклонение начальных параметров пара от номинальных значений может превышать допустимые значения, что будет сопровождаться изменением мощности и экономичности турбинной установки, а также надежности отдельных элементов турбин. Поэтому даже кратковременная работа турбины при изменении параметров свежего пара в большинстве случаев допускается после специальных расчетов на прочность наиболее напряженных деталей либо после создания нормальных условий их эксплуатации путем изменения расхода пара или внесения необходимых конструктивных изменений.

**Влияние начального давления пара.** Рассмотрим работу турбины в предположении постоянства открытия регулирующих клапанов. Если пренебречь фактором дросселирования пара в не полностью открытой группе регулирующих клапанов, то при незначительном отклонении давления пара  $\Delta p_0$  перед турбиной от номинального значения  $p_0$ , постоянной начальной температуре ( $t_0 = \text{const}$ )

изменение внутренней мощности конденсационной турбины без регенеративных отборов пара может быть найдено из выражения

$$\Delta N_i = \frac{\partial(GH_0\eta_{oi})}{\partial p_0} \Delta p_0 = \left( H_0\eta_{oi} \frac{\partial G}{\partial p_0} + G\eta_{oi} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \right) \Delta p_0 \quad (6.40)$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\delta_p}{G} + \frac{\alpha_p}{H_0} \right) \Delta p_0, \quad (6.41)$$

где  $\alpha_p = \frac{\partial H_0}{\partial p_0}$ ;  $\delta_p = \frac{\partial G}{\partial p_0}$ .

Зависимость  $\eta_{oi}$  от давления  $p_0$  при малом его изменении пренебрегаем.

Коэффициенты  $\alpha_p$  и  $\delta_p$  характеризуют изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара, обусловленное соответственно изменениями расхода через турбину и располагаемого теплоперепада. В инженерных расчетах для конденсационных турбин можно использовать следующие выражения для определения этих коэффициентов:

$$\alpha_p = \frac{\partial H_0}{\partial p_0} = \frac{p_2 v_{2t}}{p_0}; \quad \delta_p = \frac{\partial G}{\partial p_0} = \frac{G}{p_0},$$

где  $p_2$  — давление пара за последней ступенью турбины, Па;  $v_{2t}$  — удельный объем пара за турбиной при изоэнтروпийном расширении его в турбине, м<sup>3</sup>/кг;  $H_0$  — располагаемый теплоперепад турбины, Дж/кг.

Подставив значения коэффициентов  $\alpha_p$  и  $\delta_p$  в (6.41), после преобразований получим

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( 1 + \frac{p_2 v_{2t}}{H_0} \right) \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (6.42)$$

Из (6.42) следует, что для всех турбин, не имеющих регулируемых отборов пара, в том числе и для турбин с промежуточным перегревом пара, приращение мощности пропорционально изменению давления.

При полностью открытых клапанах увеличение начального давления пара вызывает перегрузку всех ступеней турбины и особенно последней, давление за которой сохраняется постоянным. При этом в конденсационных турбинах основная опасность заключается в увеличении напряжений в рабочих лопатках, а в турбинах с противодавле-

нием — в увеличении напряжений в диафрагме последней ступени. Для приведения условий работы этих элементов турбины к расчетным необходимо ограничить расход пара через турбину так, чтобы давление в камере регулирующей ступени не превышало допустимого. При длительной работе на повышенном начальном давлении пара это достигается искусственным ограничением хода последнего регулирующего клапана, а при кратковременной работе — за счет введения в работу ограничителей мощности. В режимах работы турбины с использованием ограничителей расход пара будет снижен до расчетного, что приведет к нормальным условиям работы всех нерегулируемых ступеней турбины. Внутренняя мощность турбины при этом увеличится на  $\Delta N_i = G \Delta H^{p.ct} \eta_{oi}^{p.ct}$ , где  $G$  — расход пара через турбину;  $\Delta H^{p.ct}$  — дополнительный теплоперепад регулирующей ступени;  $\eta_{oi}^{p.ct}$  — внутренний относительный КПД регулирующей ступени.

Если по условиям надежности работы электрического генератора такой режим допустим, то для турбины такая перегрузка также не опасна, так как в данном случае нерегулируемые ступени работают в расчетном режиме, а перегрузка регулирующей ступени значительно меньше той, которая возникает при нормальном начальном давлении в режиме с одним полностью открытым регулирующим клапаном. Если генератор по условиям охлаждения или возбуждения такую перегрузку не допускает, необходимо сокращение расхода пара до достижения номинальной нагрузки. В этом случае давление пара в камере регулирующей ступени снизится, что приведет к небольшой разгрузке нерегулируемых ступеней и некоторой перегрузке регулирующей ступени по сравнению с расчетным режимом. Однако эти изменения не опасны как по условиям надежности упорного подшипника, так и по условиям перегрузки регулирующей ступени.

При повышенном начальном давлении пара кроме режима с полностью открытыми регулирующими клапанами опасным является также режим с одним полностью открытым регулирующим клапаном, так как в этом случае на регулирующую ступень приходится наибольший располагаемый теплоперепад и в рабочих лопатках возникают наибольшие изгибные напряжения. При длительной работе с повышенным начальным давлением пара следует произвести перенастройку регулирующих клапанов для того, чтобы увеличить перекрышу второго клапана. Более раннее открытие второго клапана повысит давление в камере регулирующей ступени при полностью открытом первом

клапане и снизит располагаемый теплоперепад в регулирующей ступени при этом режиме.

Снижение начального давления пара при постоянном открытии регулирующих клапанов турбины не вызывает опасности увеличения напряжений в ее деталях и может ограничиваться только условиями нормальной работы вспомогательных устройств, питающихся свежим паром.

**Влияние начального давления пара на мощность турбины при постоянном расходе пара.** Изменение мощности турбины при незначительном отклонении давления свежего пара и постоянном расходе пара через турбину в большей степени определяется условиями работы системы парораспределения.

В турбинах с дроссельным парораспределением при частичных нагрузках изменение начального давления пара при постоянном его расходе через турбину практически не отразится на мощности и режиме работы ступеней турбины, поскольку оно будет компенсироваться изменением дросселирования в дроссельном клапане. Действительно, давление пара за дроссельным клапаном определяется только расходом протекающего через турбину пара, который по условию сохраняется постоянным, что обуславливает постоянство как давления пара перед первой ступенью, так и срабатываемого в ней теплоперепада, а следовательно, и мощности (рис. 6.31, а).

При длительной работе турбины при повышенном давлении свежего пара и постоянном расходе пара должны быть произведены проверочные расчеты на прочность паропровода, паровых коробок, стопорных и регулирующих клапанов, а также корпуса турбины.

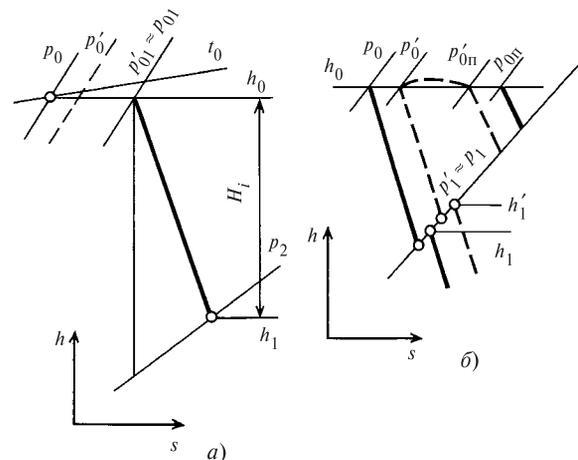


Рис. 6.31. Процесс расширения пара в турбине при отклонении начального давления пара и постоянном расходе пара при дроссельном (а) и сопловом (б) парораспределении

В турбинах с сопловым парораспределением постоянство расхода пара обеспечивается изменением положения регулирующих клапанов и изменением расхода пара через частично открытую сопловую группу. При этом потери от дросселирования пара в этой сопловой группе изменяются в зависимости от первоначального положения последнего регулирующего клапана перед моментом изменения начального давления (рис. 6.31, б). Так, если давление уменьшилось от  $p_0$  до  $p'_0$ , то частично открытый регулирующий клапан следует дополнительно открыть, так чтобы давление за ним увеличилось от  $p_{0п}$  до  $p'_{0п}$ . При этом расход пара и, следовательно, давление пара в камере регулирующей ступени сохранилось на прежнем уровне:

$$p'_1 = p_1.$$

Если турбина имеет сопловое парораспределение с большим числом регулирующих клапанов, так что потерями от дросселирования потока пара, протекающего через частично открытый клапан, можно пренебречь, изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара от номинального определяется выражением

$$\Delta N_i = G \eta_{oi} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \Delta p_0, \quad (6.43)$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{\alpha_p}{H_0} \Delta p_0 = \frac{p_2 v_{2t}}{H_0} \frac{\Delta p_0}{p_0}. \quad (6.44)$$

На рис. 6.32 построены кривые изменения мощности турбины в зависимости от начального давления, рассчитанные для различных противодавлений

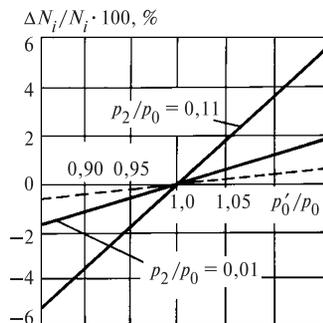


Рис. 6.32. Изменение мощности турбины при отклонении начального давления пара ( $p_0 = 8,8$  МПа,  $t_0 = 500^\circ\text{C}$ ):

— турбины с противодавлением; - - - - конденсационная турбина

$\varepsilon = p_2 / p_0$ . Отклонение давления свежего пара оказывает значительное влияние на мощность турбины, имеющей большее противодавление. Поэтому снижение давления свежего пара перед турбиной, работающей с противодавлением, приводит к большей потере мощности, чем понижение давления перед конденсационной турбиной.

Снижение давления свежего пара против номинального непосредственной угрозы для турбины с сопловым парораспределением не представляет, так как оно приведет сначала к полному открытию всех регулирующих клапанов турбины, а затем при полностью открытых регулирующих клапанах — к постепенному снижению мощности турбины. При глубоком падении давления свежего пара нарушается работа вспомогательного оборудования. Поэтому снижение давления свежего пара допускается такое, при котором еще возможна работа вспомогательного оборудования с учетом скорости падения давления и времени, необходимого для остановки турбины.

При длительной работе турбины с сопловым парораспределением на пониженном начальном давлении пара для увеличения ее мощности необходимо произвести реконструкцию, увеличив проходное сечение сопел регулирующей ступени таким образом, чтобы давление в камере регулирующей ступени было равно расчетному, что будет соответствовать расчетному расходу пара через турбину. В этом случае напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках нерегулируемых ступеней не превысят расчетных значений. Мощность турбины при этом снизится из-за уменьшения располагаемого теплоперепада регулирующей ступени. Для достижения номинальной мощности необходимо увеличить расход пара, что приведет к перегрузке нерегулируемых ступеней, и особенно последней. Допустимость режима с увеличенным расходом пара определяется расчетами на прочность нерегулируемых ступеней, а также фланцевого соединения корпуса турбины в зоне регулирующей ступени.

**Влияние начальной температуры и температуры промежуточного перегрева пара.** Изменение мощности турбины при отклонении начальной температуры пара на  $\Delta t_0$  и постоянном начальном давлении можно найти как приращение

$$\Delta N_i = \frac{\partial}{\partial t_0} (N_i) \Delta t_0. \quad (6.45)$$

Внутренняя мощность турбины без промежуточного перегрева пара определяется выражением

$$N_i = GH_0 \eta_{oi} = \frac{QH_0 \eta_{oi}}{h_0 - h_{п.в}}, \quad (6.46)$$

где  $Q$  — расход теплоты на турбоустановку;  $h_0$  — энтальпия свежего пара;  $h_{п.в}$  — энтальпия питательной воды.

Подставляя в (6.45) выражение для мощности турбины (6.46), после дифференцирования и преобразований можно получить различные расчетные уравнения для относительного изменения мощности в зависимости от условий, при которых происходит изменение температуры пара.

1. При постоянном расходе теплоты на турбоустановку ( $Q = \text{const}$ )

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} - \frac{1}{h_0 - h_{п.в}} \frac{\partial h}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\alpha_t}{H_0} - \frac{\beta_t}{h_0 - h_{п.в}} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} \right) \Delta t_0. \quad (6.47)$$

2. При постоянном открытии регулирующих клапанов ( $F_{кл} = \text{const}$ )

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} + \frac{\partial G}{\partial t_0} \frac{1}{G} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} + \frac{\delta_t}{G} \right) \Delta t_0. \quad (6.48)$$

3. При постоянном расходе пара ( $G = \text{const}$ )

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{oi}} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_0} \right) \Delta t_0,$$

или

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{\alpha_t}{H_0} + \frac{\gamma_t}{\eta_{oi}} \right) \Delta t_0. \quad (6.49)$$

В этих формулах приняты следующие обозначения:  $\alpha_t = \partial H_0 / \partial t_0$  — коэффициент, учитывающий изменение мощности, вызванное изменением располагаемого теплоперепада;  $\beta_t = \partial h / \partial t_0$  — коэффициент, учитывающий изменение затраты теплоты на производство 1 кг пара при изменении начальной температуры;  $\gamma_t = \partial \eta_{oi} / \partial t_0$  — коэффициент, учитывающий влияние температуры свежего пара на внутренний

относительный КПД турбины;  $\delta_t = \partial G / \partial t_0$  — коэффициент, учитывающий изменение мощности, вызванное изменением расхода пара. Указанные коэффициенты определяются по формулам:

$$\frac{\alpha_t}{H_0} = \frac{1}{T_0}; \quad \beta_t = c_p; \quad \frac{\delta_t}{G} = -\frac{1}{2T_0}.$$

Параметр  $\partial \eta_{oi} / \partial t_0$  отражает, по существу, влияние изменения средней влажности пара на используемый теплоперепад турбины. Его значение тем больше, чем больше доля теплоперепада, приходящаяся на зону влажного пара. Для конденсационных турбин без промежуточного перегрева пара  $\gamma_t = 0,0002 \dots 0,0004$ , для турбин с противодавлением (без влажно-паровых ступеней)  $\gamma_t = 0$ .

Рассмотрим в качестве примера изменение мощности конденсационной турбины без промпрегрева с начальными параметрами  $p_0 = 12,7$  МПа,  $t_0 = 565$  °С,  $\eta_{oi} = 0,85$  при повышении начальной температуры пара на 10 °С для случая постоянного открытия регулирующих клапанов.

Приняв  $\gamma_t = 0,0003$ , по (6.48) имеем

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left( \frac{1}{838} + \frac{0,0003}{0,85} - \frac{1}{2 \cdot 838} \right) \cdot 10 =$$

$$= 0,012 + 0,0035 - 0,006 = 0,0095 \text{ (т.е. } 0,95 \text{ \%)}.$$

Хотя мощность и увеличилась на 1 %, но, как отмечалось, длительная работа турбины с повышенной температурой, как правило, недопустима. Снижение температуры достигается регулировкой режима работы котла.

Повышение температуры свежего пара вызывает следующие явления: 1) увеличение тепловых расширений и тепловых деформаций, что может явиться причиной повышенной вибрации турбины; 2) понижение прочностных свойств металла, в результате чего может возникнуть ослабление в посадке лопаток на диск, в затяжке болтовых соединений головной части турбины и паровых коробок; 3) перегрузку лопаток регулирующей ступени в связи с увеличением ее теплоперепада.

Вопрос о допустимости работы турбины с повышенной начальной температурой пара необходимо решать с учетом вышеперечисленных факторов.

Особенно неприятным последствием повышения начальной температуры пара является ухудшение механических свойств сталей.

При высоких температурах пара материал турбины подвержен ползучести и релаксации напряжений, при этом снижается длительная прочность роторов высокого и среднего давления. Ползучесть проявляется в увеличении диаметров трубопроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева,

в изменении размеров корпусов клапанов и задвижек, паровых коробок, рабочих лопаток и других элементов турбинной установки. Релаксация напряжений сопровождается уменьшением напряжений в болтах и шпильках фланцевого соединения, что может привести к нарушению плотности горизонтального разъема турбины и к пропариванию его.

Поскольку деформации ползучести с течением времени накапливаются, в турбинах высокого давления регламентируется не только предельная температура пара, при которой работа турбины недопустима, но и время работы агрегата на допустимых, но повышенных по сравнению с нормальными температурах. Обычно число часов работы турбины на повышенных температурах пара не должно превышать 200—300 в год. При этом длительность одноразового повышения температуры также строго регламентируется.

Снижение температуры свежего пара сопровождается увеличением влагосодержания в последних ступенях турбины, что приводит к повышенному эрозионному износу рабочих лопаток.

При снижении начальной температуры пара уменьшается располагаемый теплоперепад и соответственно мощность турбины. Восстановление мощности можно было бы осуществить увеличением расхода пара через турбину, но это приведет к увеличению напряжений в элементах ее проточной части, перегрузке последней ступени конденсационной турбины и росту осевого усилия. Поэтому заводы-изготовители указывают необходимое ограничение нагрузки при снижении начальной температуры пара.

Работа турбины со сниженной начальной температурой пара и неизменным его расходом сопровождается уменьшением теплоперепадов во всех ступенях, кроме регулирующей. В связи с этим при постоянной окружной скорости возрастает отношение скоростей  $u/c_{\phi}$  для каждой ступени и, как показано в § 6.1, степень реактивности, что вызывает увеличение осевых усилий на подшипник. Быстрое снижение начальной температуры пара может вызвать охлаждение ротора и сокращение его длины относительно статора с возникновением задеваний.

В турбинах с промежуточным пароперегревателем при номинальной температуре пара  $t_{\text{пп}}$  изменение температуры свежего пара приведет к изменению расхода пара через ЧВД и соответственно через последующие ступени. Однако это изменение расхода будет не таким заметным, как в турбинах без промежуточного перегрева.

Изменение температуры пара после промежуточного перегрева при постоянной начальной температуре также влияет на изменение режима

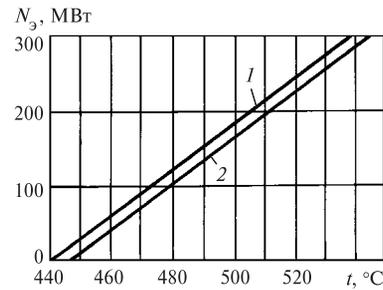


Рис. 6.33. График разгрузки турбины К-300-23,5 при снижении температуры свежего пара (1) и температуры пара промежуточного перегрева (2)

работы как ЧВД, так и ступеней, находящихся после промежуточного перегрева. При увеличении  $t_{\text{пп}}$  давление в промежуточном перегревателе возрастает. Это приводит к некоторой разгрузке ступеней ЧВД и к перегрузке последней ступени турбины. Понижение  $t_{\text{пп}}$  приводит к понижению давления пара в промежуточном пароперегревателе, вследствие чего перегруженной окажется последняя ступень ЧВД. При этом ступени ЧСД и ЧНД будут работать с повышенной степенью реактивности, что приведет к изменению осевого усилия в турбине.

Вследствие указанных обстоятельств работа турбины при значительном снижении начальной температуры пара и пара после промежуточного пароперегревателя не допускается. В инструкциях по эксплуатации каждого турбоагрегата должен быть указан порядок снижения допустимой нагрузки при снижении указанных температур (рис. 6.33).

## 6.9. ВЛИЯНИЕ КОНЕЧНОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ

В процессе эксплуатации конденсационных турбин давление пара в конденсаторе изменяется в зависимости от времени года, изменения паровой нагрузки конденсатора, загрязнения трубок, ухудшения воздушной плотности вакуумной системы и других причин, влияющих на режим работы конденсационной установки.

При изменении конечного давления пара меняются располагаемый теплоперепад, внутренние относительные КПД последних ступеней турбины, потеря с выходной скоростью, расход пара в конденсатор (при фиксированном общем расходе пара на турбоустановку) и его конечная влажность. Изменение конечного давления пара главным образом сказывается на режиме работы последней ступени. При этом следует различать два возможных режима работы последней ступени: 1) с докритиче-

скими скоростями истечения пара из рабочих лопаток; 2) при сверхкритических скоростях истечения с дополнительным ускорением потока пара в косом срезе рабочих лопаток.

Для режимов с докритической скоростью истечения из рабочей решетки последней ступени существует прямо пропорциональная зависимость между приращением теплоперепада и приращением мощности. При сверхкритических скоростях истечения пара из рабочей решетки последней ступени изменение конечного давления пара  $p_k$  не сказывается на параметрах пара перед ступенью. Поэтому мощность всех ступеней турбины, кроме последней, останется постоянной, а мощность турбоустановки будет меняться только в результате изменения окружной составляющей скорости выхода пара из рабочей решетки последней ступени. При наступлении сверхкритического режима истечения из рабочей решетки последней ступени прямая зависимость между приращением теплоперепада и приращением мощности будет нарушена. Понижение давления за ступенью сопровождается отклонением потока пара в косом срезе сопел и лопаток. До тех пор, пока не будет достигнуто предельное расширение в косом срезе сопел и лопаток, будет происходить увеличение мощности турбины по мере снижения давления отработавшего пара (см. § 2.8). Для конденсационных турбин давление отработавшего пара, соответствующее режиму, при котором исчерпывается расширительная способность косо́го среза сопел и лопаток и прекращается прирост мощности, называется *предельным вакуумом*. При эксплуатации предельный вакуум не достигается, так как быстрее устанавливается *экономический вакуум*, при котором полезная мощность турбоустановки (за вычетом затрат мощности на привод циркуляционных насосов) при данном расходе пара в конденсаторе достигает максимального значения.

Теоретические исследования и натурные испытания ряда турбин показали, что для каждой турбины может быть построена универсальная зависимость относительного прироста мощности от относительного давления отработавшего пара  $\Delta N_i / G_k = f(p_k / G_k)$ . Вид универсальной зависимости показан на рис. 6.34. Эта зависимость характеризует режим докритического истечения (участок  $AB$ ) и режим сверхкритического истечения (участок  $BD$ ). Участок  $BC$  характеризует режимы работы ступени, при которых используется расширительная способность косо́го среза сопел и лопаток. На участке  $CD$ , где исчерпана расширительная способность косо́го среза, мощность последней ступени с уменьшением противодавления не увеличивается.

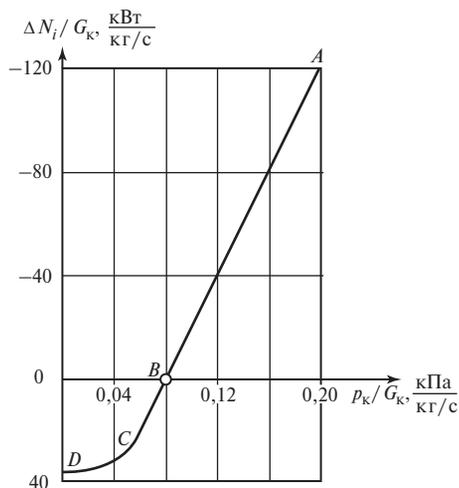


Рис. 6.34. Универсальная зависимость относительного приращения мощности конденсационной турбины от относительного давления за последней ступенью

Подобные универсальные характеристики определяются, как правило, для всех турбин при их испытаниях. В достаточно широком диапазоне изменения  $p_k$  зависимость 6.34 является линейной, следовательно, при неизменном пропуске пара через последнюю ступень приращение ее мощности пропорционально снижению давления  $\Delta p_k = p_{k0} - p_k$ .

Далее для некоторых турбин приведены приращения мощности (при номинальном пропуске пара в конденсатор) при уменьшении давления в конденсаторе на 1 кПа.

Турбина	Завод-изготовитель	$\Delta N_i$ , кВт
К-800-23,5-3	ЛМЗ	5040
К-300-23,5	ЛМЗ	2810
К-200-12,8	ЛМЗ	1940
ПТ-60-12,8/1,28	ЛМЗ	440
К-500-6,4/3000	ХТЗ	8150
К-500-5,9/1500	ХТЗ	3220

Как видно из приведенных данных, для турбин 200 и 300 МВт приращение мощности составляет примерно 1 % номинальной мощности турбины, для турбин 800 МВт приращение — менее 1 %, а для быстроходной турбины АЭС — существенно более 1 %.

Эксплуатация турбин при изменяющемся давлении отработавшего пара оказывает влияние на надежность ее отдельных элементов. Повышение конечного давления пара в конденсационной турбине приводит к уменьшению ее теплоперепада,

причем это изменение приходится только на несколько ее последних ступеней. Напряжения в этих ступенях уменьшаются, но увеличиваются степени реактивности, что приводит к росту осевых усилий при однопоточной ЧНД. Кроме того, значительное ухудшение вакуума сопровождается увеличением температуры выходного патрубка, что может явиться причиной расцентровки агрегата и недопустимой вибрации. Поэтому значительное повышение конечного давления пара не допускается, и турбины снабжают защитой от ухудшения вакуума, срабатывающей при давлении в конденсаторе, которому соответствует температура конденсации пара примерно 60 °С.

Повышение давления  $p_k$  в режимах малых  $Gv$  (вблизи холостого хода и на малых нагрузках) может вызвать автоколебания рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин. Поэтому устанавливаются значения предельного давления  $p_k < 0,08...0,12$ , в особенности при пусковых режимах.

Понижение конечного давления пара по сравнению с расчетным в конденсационных турбинах приводит к перегрузке ее ступеней (в первую очередь последней ступени) за счет увеличения срабатываемого на них теплоперепада. После возникновения в последней ступени критического режима истечения дальнейшее увеличение теплоперепада будет приходиться только для нее.

В турбинах с противодавлением при понижении конечного давления пара в тяжелых условиях оказывается последняя ступень, диафрагма которой будет подвергаться увеличенным механическим напряжениям. Поэтому в современных турбинах с противодавлением существует защита от перегрузки последней ступени при резком понижении конечного давления пара.

В условиях работы турбин с переменным противодавлением особое внимание следует обратить на изменение осевого усилия, поскольку у турбин с противодавлением при изменении конечного давления относительное изменение усилия будет более значительным, чем у турбин конденсационного типа. С увеличением противодействия у этих турбин значительная часть последних ступеней будет работать с пониженными теплоперепадами, что приведет к увеличению степени реактивности этих ступеней и к соответствующему росту осевого усилия. Изменение суммарного осевого усилия будет зависеть при этом от конфигурации ротора. При наличии на нем уступов сила, действующая на эти уступы, с увеличением противодействия уменьшится, что в той или иной мере будет компенсировать возрастание осевого усилия, вызванное увеличением реактивности последних ступеней. В некоторых случаях общее осевое усилие с увеличением противодействия может даже уменьшиться.

Понижение противодействия вызывает увеличение перепадов давлений и теплоты в нерегулируемых ступенях, причем больше всего они возрастают в последней ступени. Для того чтобы напряжения в диафрагме и рабочих лопатках этой ступени не превосходили допустимых, следует сократить расход пара.

Работа с пониженным противодавлением может вызвать также перегрузку упорного подшипника, если диаметр втулки заднего концевого уплотнения меньше диаметра уплотнения последней диафрагмы. Таким образом, перевод турбины с противодавлением на режим с измененным давлением на выходе требует тщательной расчетной и в ряде случаев экспериментальной проверки режима работы упорного подшипника турбины в новых условиях.

## ТУРБИНЫ ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

### 7.1. ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

На рис. 7.1 изображена принципиальная схема установки турбины 1 с противодавлением типа Р. Свежий пар с параметрами  $p_0$  и  $t_0$  подводится к турбине из котла. В турбине 1 происходит расширение пара до конечного давления  $p_{\Pi}$ , отработавший пар поступает к потребителю теплоты 4.

Для турбин с противодавлением характерен режим работы по тепловому графику, когда расход отработавшего пара определяется тепловым потреблением.

Развиваемая турбиной без отборов электрическая мощность

$$N_{э} = G_{\Pi} H_0 \eta_{oi} \eta_{м} \eta_{э,г} = G_{\Pi} H_0 \eta_{о,э}. \quad (7.1)$$

Поскольку КПД  $\eta_{о,э}$  при постоянных параметрах пара зависит главным образом от объемного расхода пара через турбину, а располагаемый теплотерепад  $H_0$  не меняется, то мощность турбины с противодавлением однозначно определяется расходом  $G_{\Pi}$  протекающего через нее пара и не может быть изменена произвольно без соответствующего изменения теплового потребления.

Как правило, графики потребления тепловой и электрической энергии не совпадают и турбина с противодавлением, работая изолированно, не может полностью обеспечить потребителей электрической энергией. Поэтому в современных энер-

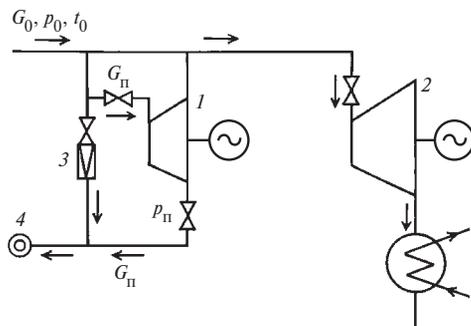


Рис. 7.1. Принципиальная схема установки с турбиной с противодавлением и конденсационной турбиной

гетических системах турбины с противодавлением устанавливаются параллельно с конденсационными турбинами 2. При их параллельной работе турбина с противодавлением вырабатывает лишь ту электрическую мощность, которая определяется расходом пара, необходимого тепловому потребителю, а остальная выработка электрической энергии обеспечивается конденсационными турбинами. В часы максимальных тепловых нагрузок в линию теплового потребителя добавляется редуцированный свежий пар, если расход пара, требуемый тепловым потребителем, превышает максимальную пропускную способность турбины. Редукционно-охлаждающая установка (РОУ) 3 позволяет также снабжать теплового потребителя 4 паром в период останова турбины 1.

То обстоятельство, что электрическая мощность, развиваемая турбиной с противодавлением, целиком определяется нагрузкой теплового потребителя, часто не позволяет достаточно эффективно использовать установленную мощность турбоагрегата, что ограничивает область применения турбин с противодавлением.

### 7.2. ТУРБИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Конденсационные турбины с регулируемым отбором пара могут одновременно удовлетворять внешних потребителей электрической энергией и теплотой, поэтому они получили широкое распространение. В отличие от турбин с противодавлением, у турбин с регулируемым отбором пара выработка электрической энергии не зависит от тепловой нагрузки.

Турбина с регулируемым отбором пара состоит из двух частей (рис. 7.2, а): группа ступеней 1, расположенных до отбора, называется *частью высокого давления* (ЧВД), а группа ступеней 2, находящаяся от отбора до конденсатора 3, — *частью низкого давления* (ЧНД). Свежий пар подводится к турбине с давлением  $p_0$  и температурой  $t_0$  через стопорный 8 и регулирующий 7 клапаны. В ЧВД пар расширяется до давления  $p_{\Pi}$ , которое поддер-

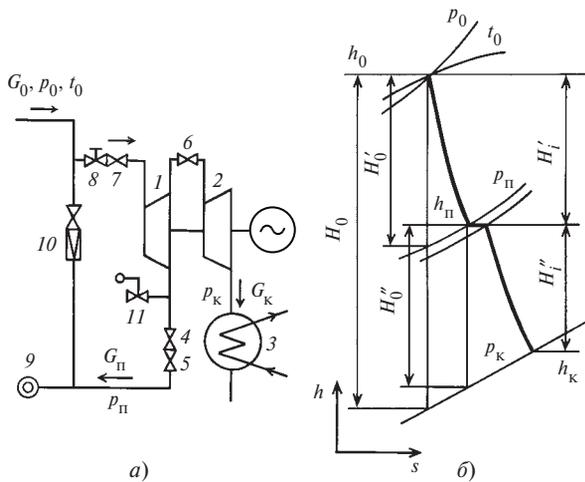


Рис. 7.2. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме (б) турбинной установки с регулируемым отбором пара

живается постоянным и определяется тепловым потребителем 9. Пройдя ЧВД, поток пара ( $G_0$ ) разветвляется: часть пара ( $G_{\text{п}}$ ) через отсечный 4 и обратный 5 клапаны идет к тепловому потребителю 9, а часть пара ( $G_{\text{к}}$ ) направляется через регулирующие органы 6 в ЧНД, где расширяется до давления  $p_{\text{к}}$  в конденсаторе 3. РОУ 10 служит для снабжения паром теплового потребителя 9 при неработающей турбине.

Электрическая мощность турбины  $N_{\text{э}}$ , кВт, с одним регулируемым отбором пара (без учета отборов пара на регенерацию) определяется по выражениям:

$$\begin{aligned} N_{\text{э}} &= N_i \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э,г}}; \\ N_i &= N_i' + N_i'' = G_0(h_0 - h_{\text{п}}) + G_{\text{к}}(h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) = \\ &= G_0 H_0' \eta_{\text{oi}}' + G_{\text{к}} H_0'' \eta_{\text{oi}}'' = \\ &= G_{\text{п}} H_0' \eta_{\text{oi}}' + G_{\text{к}} H_0 \eta_{\text{oi}}, \end{aligned} \quad (7.2)$$

где  $N_i'$  и  $N_i''$  — внутренние мощности ЧВД и ЧНД, кВт;  $G_0$ ,  $G_{\text{п}}$ ,  $G_{\text{к}}$  — расходы пара соответственно через турбину, ЧВД, ЧНД, кг/с;  $h_0$ ,  $h_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{к}}$  — энтальпии соответственно свежего пара, пара в отборе, отработавшего пара (рис. 7.2, б), кДж/кг;  $H_0$ ,  $H_0'$ ,  $H_0''$  — располагаемые теплоперепады соответственно турбины, ЧВД, ЧНД, кДж/кг;  $\eta_{\text{oi}}$ ,  $\eta_{\text{oi}}'$ ,  $\eta_{\text{oi}}''$  — внутренние относительные КПД соответственно турбины, ЧВД, ЧНД;  $\eta_{\text{м}}$  — механический КПД;  $\eta_{\text{э,г}}$  — КПД генератора.

Исключив из (7.2) расход пара  $G_{\text{к}} = G_0 - G_{\text{п}}$ , поступающего в конденсатор, получим выражение для расхода свежего пара на турбину с отбором пара:

$$\begin{aligned} G_0 &= \frac{N_i}{h_0 - h_{\text{к}}} + G_{\text{п}} \frac{h_{\text{п}} - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} = \frac{1}{H_i} (N_i + G_{\text{п}} H_i'') = \\ &= \frac{N_{\text{э}}}{H_i \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э,г}}} + G_{\text{п}} \frac{H_i''}{H_i}. \end{aligned} \quad (7.3)$$

При постоянных использованных теплоперепадах ЧНД  $H_i''$  и всей турбины  $H_i$  расход пара на турбину с регулируемым отбором зависит от электрической мощности  $N_{\text{э}}$  и отбора пара  $G_{\text{п}}$  на тепловое потребление.

Турбины с регулируемым отбором пара обладают некоторыми особенностями.

1. Для турбин с отбором пара характерным является многообразие возможных режимов работы. В зависимости от тепловой нагрузки принято различать две группы режимов: *конденсационные* и *теплофикационные*.

Режим работы турбины, когда расход пара в регулируемый отбор равен нулю, называют конденсационным. Он идентичен режиму работы конденсационной турбины.

Теплофикационные режимы характеризуются наличием тепловой нагрузки. В зависимости от ее характера турбины могут иметь режим работы по *тепловому* или *электрическому* графику. При работе турбины по тепловому графику электрическая мощность определяется тепловой нагрузкой и не может быть изменена без соответствующего изменения теплового потребления. На таких режимах регулирующие органы ЧНД находятся в неподвижном положении, а изменение нагрузки теплового потребителя и мощности турбины обеспечивается органами парораспределения ЧВД. При этом возможен режим работы турбины с противодавлением, когда регулирующие органы ЧНД закрыты и весь пар направляется в регулируемый отбор. В таком режиме через ЧНД принудительно пропускается некоторое количество пара для отвода теплоты трения и вентиляций вращающихся элементов ротора. На режимах работы турбины по электрическому графику регулирующие органы ЧНД могут иметь произвольную степень открытия. Для турбин с регулируемым отбором пара, работающих по электрическому графику с независимым заданием электрической нагрузки, характерны наличие тепловой нагрузки, которая ограничивает возможность снижения электрической мощности ниже некоторого минимального значения, определяемого регулируемым отбором пара, и возможность

увеличивать электрическую мощность вплоть до максимальной за счет пропуска пара в конденсатор.

2. Многообразие возможных режимов работы турбин с отбором пара определяет изменение в широком диапазоне количества пара, протекающего через ЧВД. Поэтому в турбинах с отбором пара применяют сопловое парораспределение.

3. В турбине с отбором пара (рис. 7.2) регулированию подвергаются потоки пара, поступающие как в ЧВД, так и в ЧНД, причем давление пара, отводимого к тепловому потребителю, поддерживается постоянным и не зависящим от мощности турбины и расхода пара.

Если в результате неправильной работы системы регулирования регулирующие органы ЧНД закроются раньше, чем регулирующие клапаны ЧВД, то корпус ЧВД и примыкающие к нему трубопроводы могут оказаться под полным давлением пара, идущего из котла. Для предотвращения возможных аварийных ситуаций на паропроводе, связанном с камерой отбора, обязательно устанавливают предохранительный клапан 11 (рис. 7.2).

4. К турбине с регулируемым отбором пара примыкает паропровод отбираемого пара, имеющий, как правило, большую вместимость. Если при внезапном отключении генератора не закроются регулирующие органы ЧНД, то пар из паропровода отбора может пойти через ЧНД в конденсатор. При этом пар, расширяясь в ЧНД, может разогнать турбину до частоты вращения, вызывающей ее разрушение. Для предохранения турбины от такого разгона на паропроводах как регулируемых, так и нерегулируемых отборов обязательно устанавливают обратные клапаны 5. Кроме того, предусмотрено принудительное закрытие отсечного клапана 4 и регулирующих органов 6 одновременно с закрытием регулирующего 7 и стопорного 8 клапанов на линии подвода свежего пара в турбину (рис. 7.2).

5. Когда линия отбора пара питается от нескольких турбин, возможно существенное понижение давления в ней при аварийной остановке одной из турбин. При этом резко возрастает перепад давлений на диафрагмах последних ступеней ЧВД турбин, оставшихся в работе, что может привести к их механическим повреждениям. Эта опасность тем больше, чем выше давление отбираемого пара. Для повышения надежности работы турбины должно быть предусмотрено устройство, отключающее доступ пара в турбину или линию отбора при внезапном повышении перепада давлений на последней ступени ЧВД. В теплофикационных турбинах такой опасности не существует, так как диафрагма последней ступени ЧВД этих турбин рассчитана на уменьшение давления в отборе до нуля.

### 7.3. ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И РЕГУЛИРУЕМЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара типа ПР устанавливают на ТЭЦ в тех случаях, когда для обеспечения нужд теплового потребителя необходимо иметь пар двух различных давлений (например, для отопительных и промышленных целей).

Принципиальная схема установки с турбиной типа ПР показана на рис. 7.3. Свежий пар подводится к турбине с параметрами  $p_0, t_0$  и расширяется в ЧВД 1 до давления  $p_{\Pi}$ , необходимого для производственного теплового потребителя 9. Далее поток пара разветвляется: часть пара ( $G_{\Pi}$ ) направляется к производственному тепловому потребителю 9, а оставшийся пар в количестве  $G_T$  через регулирующие органы 6 проходит в ЧНД 2, где расширяется до давления  $p_T$ , которое определяется потребителем теплоты низкого потенциала 12 (система отопления, а также горячее водоснабжение).

Поскольку турбина с противодавлением и отбором пара рационально может быть использована лишь при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты, параллельно с такой турбиной обычно бывает включена конденсационная турбина 13, которая воспринимает колебания электрической нагрузки. Остальное оборудование турбоустановки, изображенной на рис. 7.3, такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 7.2), и имеет те же обозначения.

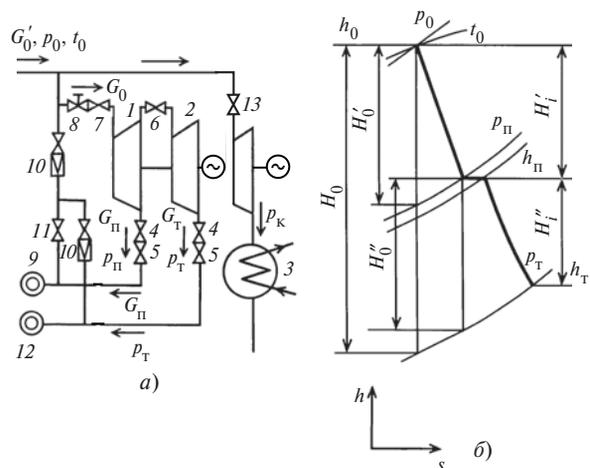


Рис. 7.3. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме (б) турбинной установки с противодавлением и регулируемым отбором пара

Развиваемая турбиной с противодавлением и отбором пара внутренняя мощность определяется нагрузкой тепловых потребителей и составляет

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_M \eta_{3,Г}} = G_0(h_0 - h_{\Pi}) + G_T(h_{\Pi} - h_T) = G_0 H_0' \eta'_{0i} + G_T H_0'' \eta''_{0i} = G_{\Pi} H_0' \eta'_{0i} + G_T H_0 \eta_{0i}, \quad (7.4)$$

где  $G_0, G_{\Pi}, G_T, h_0, h_{\Pi}, h_T$  — расходы и энтальпии свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы;  $H_0, H_0', H_0'', \eta_{0i}, \eta'_{0i}, \eta''_{0i}$  — располагаемые теплоперепады и внутренние относительные КПД турбины, ЧВД и ЧНД.

Существенным недостатком турбин с противодавлением и отбором пара является неполное использование оборудования установки в периоды сокращенного теплового потребления.

#### 7.4. ТУРБИНЫ С ДВУМЯ РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Для одновременного обслуживания двух тепловых потребителей с различными параметрами пара значительное преимущество перед турбинами с противодавлением имеют турбины с двумя регулируемыми отборами пара (типа ПТ). Турбина такого типа делится на три самостоятельных отсека (рис. 7.4, а): группа ступеней, размещенных до промышленного отбора, — ЧВД (1); группа ступеней, расположенных между отборами, — ЧСД (13) и

группа ступеней, расположенных от теплофикационного отбора до конденсатора, — ЧНД (2). Свежий пар в количестве  $G_0$  и с параметрами  $p_0, t_0$  расширяется в ЧВД до давления  $p_{\Pi}$ , при котором часть пара ( $G_{\Pi}$ ) отбирается для промышленного теплового потребителя 9. Далее пар в количестве  $G = G_0 - G_{\Pi}$  проходит через регулирующие клапаны 14 в ЧСД 13, где происходит его расширение до давления  $p_T$ , при котором производится теплофикационный отбор ( $G_T$ ) для низкпотенциального потребителя теплоты 12. Оставшаяся часть пара в количестве  $G_K = G_0 - G_{\Pi} - G_T$  поступает в ЧНД 2 и расширяется там до давления в конденсаторе  $p_K$ . Остальное оборудование турбоустановки с двумя отборами пара такое же, как и у турбины с одним регулируемым отбором пара (см. рис. 7.2), и имеет те же обозначения.

Внутренняя мощность  $N_i$ , кВт, развиваемая турбиной с двумя регулируемыми отборами пара (без учета отборов на регенерацию), определяется как сумма мощностей всех ее частей (рис. 7.4, б):

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_M \eta_{3,Г}} = N_i' + N_i'' + N_i''' = G_0 H_0' \eta'_{0i} + (G_0 - G_{\Pi}) H_0'' \eta''_{0i} + (G_0 - G_{\Pi} - G_T) H_0''' \eta'''_{0i}. \quad (7.5)$$

Решая (7.5) относительно  $G_0$ , получаем выражение для расхода пара на турбину с двумя регулируемыми отборами:

$$G_0 = \frac{N_3}{H_0 \eta_{0i} \eta_M \eta_{3,Г}} + G_{\Pi} \frac{H_0'' \eta''_{0i} + H_0''' \eta'''_{0i}}{H_0 \eta_{0i}} + G_T \frac{H_0''' \eta'''_{0i}}{H_0 \eta_{0i}}. \quad (7.6)$$

В (7.5) и (7.6) приняты следующие обозначения:  $N_i', N_i'', N_i'''$  — внутренние мощности соответственно ЧВД, ЧСД, ЧНД, кВт;  $G_0, G_{\Pi}, G_T$  — расходы соответственно свежего пара и пара, идущего в производственный и отопительный отборы, кг/с;  $H_0, H_0', H_0'', H_0'''$  — располагаемые теплоперепады соответственно турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД, кДж/кг, (рис. 7.4, б);  $\eta_{0i}, \eta'_{0i}, \eta''_{0i}, \eta'''_{0i}$  — внутренние относительные КПД соответственно турбины, ЧВД, ЧСД, ЧНД.

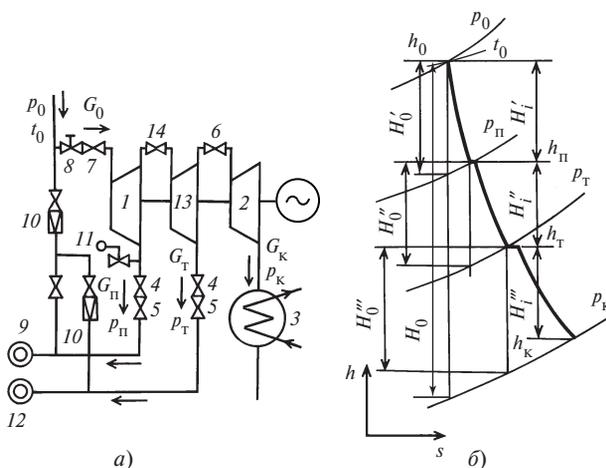


Рис. 7.4. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме (б) турбинной установки с двумя регулируемыми отборами пара

## 7.5. ТУРБИНЫ С ДВУМЯ ОТОПИТЕЛЬНЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Современные теплофикационные турбины мощностью 50 МВт и выше имеют два отопительных регулируемых отбора пара для ступенчатого подогрева сетевой воды, осуществляемого в двух последовательно расположенных подогревателях. Необходимое давление отбираемого пара определяется температурой воды на выходе из каждой ступени подогрева. Для подогрева сетевой воды используют 70—80 % расхода пара на турбину, а разность температур подогрева сетевой воды составляет 40—50 °С.

Принципиальная схема турбоустановки с двумя отопительными отборами (верхним 4 и нижним 5) представлена на рис. 7.5, а.

Свежий пар в количестве  $G_0$  с параметрами  $p_0$  и  $t_0$  подводится к турбине через стопорный 8 и регулирующийся 7 клапаны. В ЧВД 1 пар расширяется до давления в нижнем отопительном отборе 5 и затем через регулирующийся орган 6 направляется в ЧНД 2. Остальное оборудование турбоустановки с двумя отопительными отборами пара аналогично оборудованию турбины с двумя отборами пара (см. рис. 7.4). В верхний отбор 4 пар с расходом  $G_1$  отбирается при давлении  $p_1$  и с энтальпией  $h_1$  (рис. 7.5, б), а в нижний отбор 5 пар с расходом  $G_2$  — при параметрах  $p_2$  и  $h_2$ . Поскольку в турбине имеется только один регулирующий орган ЧНД, то регулируемое давление может поддерживаться только в одном из двух отопительных отборов пара: в верхнем — при включенных обоих отборах, в нижнем — при включенном нижнем отборе.

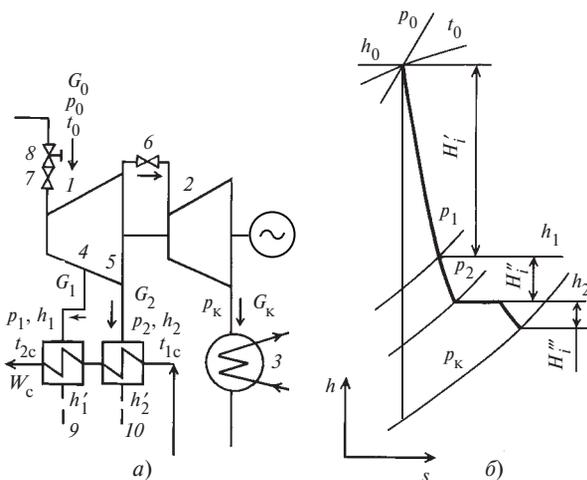


Рис. 7.5. Принципиальная схема (а) и процесс расширения пара в  $h, s$ -диаграмме (б) турбинной установки с двухступенчатым отбором пара

Установка для подогрева сетевой воды состоит из двух подогревателей (бойлеров) 9 и 10 поверхностного типа. Требуемая температура сетевой воды, направляемой тепловому потребителю, определяется давлением пара верхнего отбора. Распределение тепловой нагрузки между верхним и нижним отборами определяется температурами сетевой воды до и после сетевых подогревателей, расходом сетевой воды и электрической нагрузкой.

Внутренняя мощность турбины  $N_i$ , кВт, с двумя отопительными отборами пара определяется по выражению (без учета регенеративных отборов)

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_m \eta_{э,г}} = G_0 H_i' + (G_0 - G_1) H_i'' + (G_0 - G_1 - G_2) H_i''' \quad (7.7)$$

Тепловая нагрузка турбины  $Q_T$ , кВт, составляет

$$Q_T = W_c c_v (t_{2c} - t_{1c}) = G_1 (h_1 - h_1') + G_2 (h_2 - h_2') \quad (7.8)$$

В формулах (7.7) и (7.8) приняты следующие обозначения:  $G_0, G_1, G_2$  — расходы пара соответственно на турбину, в верхний и нижний отопительный отборы, кг/с;  $H_i', H_i'', H_i'''$  — использованные теплоперепады ступеней турбины до верхнего отбора, между отборами и ЧНД (см. рис. 7.5, б), кДж/кг;  $W_c$  — расход сетевой воды, кг/с;  $c_v = 4,19$  кДж/(кг · К) — теплоемкость воды;  $t_{1c}, t_{2c}$  — температуры воды на входе в подогреватели и выходе из них, °С;  $h_1, h_2$  — энтальпии пара в верхнем и нижнем отопительных отборах, кДж/кг;  $h_1', h_2'$  — энтальпии конденсата греющего пара в подогревателях 9 и 10, кДж/кг.

Турбины с двухступенчатым отбором пара могут иметь разнообразные теплофикационные режимы работы в зависимости от соотношения тепловой и электрической нагрузок. При режимах работы по тепловому графику при заданной тепловой нагрузке  $Q_T$  регулирующий орган 6 перед ЧНД закрыт. Мощность турбины определяется тепловой нагрузкой, а расход пара через ЧНД ограничивается значением  $G_{к.мин}$ , определяемым условиями надежной работы турбины. При работе турбины по электрическому графику возможны независимые изменения тепловой и электрической нагрузок. Регулирующий орган 6 открыт частично или полностью, что позволяет при постоянной тепловой нагрузке пропустить через турбину дополнительный расход свежего пара, поступающего через ЧНД в конденсатор 3 (см. рис. 7.5). Этот расход обеспе-



## 7.7. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ

В общем случае *диаграмма режимов* выражает в графической форме зависимость между электрической мощностью турбины  $N_э$ , расходом пара  $G_0$ , тепловой нагрузкой потребителя  $Q_п$  ( $Q_т$ ), давлением пара, отпускаемого потребителю  $p_п$  ( $p_т$ ), параметрами свежего пара  $p_0$ ,  $t_0$ , расходом охлаждающей воды  $W_c$  и другими величинами, определяющими режим работы турбоустановки:

$$F(N_э, G_0, Q_п, Q_т, p_п, p_т, W_c, \dots) = 0. \quad (7.9)$$

Уравнение (7.9) графически представляется на плоскости в том случае, если число переменных не превышает трех. В противном случае изображение диаграммы режимов на плоскости может быть получено только при замене действительной взаимосвязи переменных приближенными зависимостями, что вносит погрешность в диаграмму тем большую, чем больше число переменных в уравнении (7.9). Поэтому целесообразно ограничить число независимых параметров, участвующих в диаграмме режимов. При этом следует учитывать, что влияние отдельных параметров на мощность не одинаково. Для обеспечения конечной высокой точности диаграмму режимов выполняют в виде нескольких самостоятельных графиков. Основной график, обычно называемый диаграммой режимов, выражает зависимость между мощностью турбины и расходом пара. Дополнительные графики, называемые поправочными кривыми к диаграмме режимов, определяют влияние изменения каждого из остальных параметров уравнения (7.9) на мощность турбины. В состав диаграммы режимов входят также некоторые вспомогательные кривые: зависимости температуры питательной воды от расхода свежего пара, а также возможного минимального давления в регулируемом отборе от расходов пара и отбора и др.

Основная диаграмма может быть выполнена с высокой точностью, поскольку число переменных ограничено. Поправочные кривые выполняют обычно с некоторой погрешностью. Однако погрешность поправочной кривой незначительно увеличивает общую погрешность диаграммы режимов, так как абсолютное значение самих поправок составляет, как правило, несколько процентов общей мощности турбины.

Наличие диаграммы режимов позволяет графически установить связь между параметрами уравнения (7.9) и выделить область возможных режимов работы турбоустановки. Наглядность представления, удобство пользования и достаточная точность

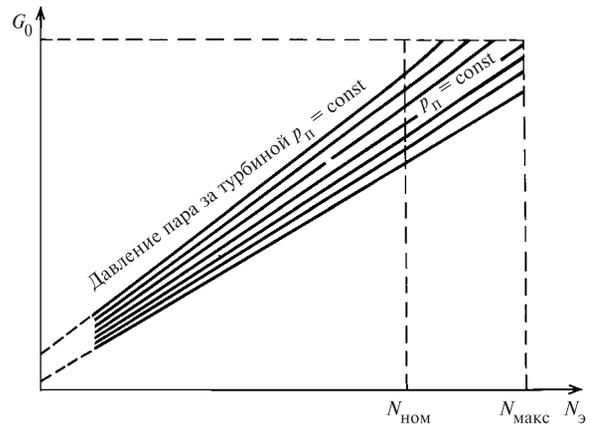


Рис. 7.7. Диаграмма режимов турбины с противодавлением

определили широкое использование диаграммы режимов при проектировании и эксплуатации тепловых электростанций.

**Диаграмма режимов турбины с противодавлением типа Р.** Диаграмма режимов выражает зависимость расхода свежего пара  $G_0$  от электрической мощности  $N_э$  и противодавления  $p_п$ :

$$G_0 = f(N_э, p_п), \quad (7.10)$$

которая может быть представлена на плоскости в соответствии с имеющимися опытными или расчетными данными. Из трех параметров уравнения (7.10) наименьшее влияние имеет конечное давление пара  $p_п$ , и поэтому диаграмма режимов турбины с противодавлением выполняется (рис. 7.7) в виде сетки кривых  $G_0 = f(N_э)$ , полученных в результате пересечения трехмерной поверхности, описываемой уравнением (7.10), плоскостями  $p_п = const$ .

**Диаграмма режимов турбины с одним регулируемым отбором пара.** В общем случае диаграмма режимов выражает зависимость между электрической мощностью  $N_э$ , расходами пара на турбину  $G_0$  и в отбор  $G_п$  и давлением пара  $p_п$ , идущего в отбор:

$$G_0 = f(N_э, G_п, p_п). \quad (7.11)$$

Из этого уравнения можно исключить давление отбора  $p_п$ , заменив его влияние поправочными кривыми, которые могут быть выполнены с относительно малой погрешностью. Тогда зависимость (7.11) может быть построена на плоскости в виде серии кривых  $G_0 = f(N_э)$  при  $G_п = const$ .

Рассмотрим пример построения диаграммы режимов турбины с отбором пара приближенным методом, основанным на использовании линейной



точку  $O_2$ , характеризующую потерю мощности на холостом ходе, и точку  $O_3$ , в которой  $G_0 = G_{п.х}$ . Точка  $B_0$ , лежащая на линии конденсационного режима  $G_k = 0$ , соответствует режиму работы с максимальным расходом пара через турбину.

В действительности при работе турбины с противодействием через конденсатор пропускается незначительный расход пара  $G_{к.мин}$ , который определяется условиями надежной работы элементов ЧНД турбины (5—10 % расхода пара на турбину). В качестве линии режимов работы турбины с противодействием и минимальным расходом пара в конденсатор, удовлетворяющей уравнению (7.13), следует рассматривать прямую  $K_0B$ , параллельную  $O_2B_0$  и расположенную ниже нее. Ордината точки  $K_0$  характеризует минимальный расход пара в конденсатор  $G_{к.мин}$ .

*Режим работы с постоянным отбором пара* ( $G_{п} = \text{const}$ ). Характеристики турбины с постоянным отбором пара строят по уравнению (7.12). Из сравнения (7.12) и (7.13) легко установить, что характеристики конденсационного режима и режима работы с постоянным отбором отличаются друг от друга на постоянную величину  $u_{п}G_{п}$ . Следовательно, на диаграмме режимов линии, изображающие режим  $G_{п} = \text{const}$ , будут располагаться параллельно линии конденсационного режима.

Левой границей характеристик турбины при  $G_{п} = \text{const}$  служит линия работы турбины с противодействием, на которой  $G_{п} = G_{к.мин}$  (при отсутствии нерегулируемых отборов пара), а правой — линия  $KB_{н}$  постоянной номинальной мощности турбины  $N_{ном}$ . Верхняя часть диаграммы режимов ограничивается отрезком  $BB_{н}$  на линии максимального расхода пара через турбину  $G_{0\text{ макс}} = \text{const}$  между линиями  $G_{к.мин} = \text{const}$  и  $N_{ном} = \text{const}$ .

Номинальный отбор пара  $G_{п.ном}$  отвечает номинальной электрической мощности  $N_{ном}$  и максимальному расходу пара на турбину  $G_{0\text{ макс}}$  (точка  $B_{н}$ ). Если максимальный расход пара на турбину достигается при работе с противодействием при электрической мощности меньше номинальной, то возможен отбор пара больше номинальной, так называемый предельный отбор, определяемый в точке  $B$  пересечения линий  $G_{к.мин} = \text{const}$  и  $G_{0\text{ макс}} = \text{const}$ .

Кроме обязательного семейства линий, определяющих зависимость мощности турбины от расхода пара при различных значениях отборов  $G_{п} = \text{const}$ , диаграмма режимов имеет сетку линий  $G_k = \text{const}$  при постоянных расходах пара в конден-

сатор (ЧНД). Линии  $G_k = \text{const}$  представляют собой прямые, параллельные характеристике режима работы турбины с противодействием  $G_{к.мин} = \text{const}$ . Из этого семейства линий существенное значение имеет линия  $G_{к.макс} = \text{const}$ , отвечающая максимальному расходу пара в конденсатор. Обычно от теплофикационной турбины с конденсацией пара требуется полное развитие электрической мощности на чисто конденсационном режиме. В этом случае нижняя линия диаграммы  $G_{п} = 0$  достигает линии  $N_{ном} = \text{const}$  в точке  $K$  при  $G_k = G_{к.макс}$ . Если же отбор пара устойчивый и обеспеченный на длительный период работы турбоустановки, то нижней границей правой части диаграммы служит линия  $G_{к.макс} = \text{const}$ , проходящая параллельно линии  $G_{к.мин} = \text{const}$  выше точки  $K$  пересечения линий  $G_{п} = 0$  и  $N_{ном}$ . При этом номинальная электрическая мощность достигается при определенном значении отбора.

При одновременном максимальном пропуске пара через ЧВД и ЧНД турбина может развивать максимальную мощность  $N_{макс}$ . Эта мощность определяется абсциссой точки  $B_m$  пересечения линий  $G_{0\text{ макс}} = \text{const}$  и  $G_{к.макс} = \text{const}$ . Максимальная мощность турбины регламентирована ГОСТ 3618—82 в размере до 20 % выше номинальной.

Если принять, что расход пара через ЧНД не должен превышать максимальный, то из диаграммы (рис. 7.8) видно, что при конденсационном режиме ( $G_{п} = 0$ ) мощность турбины (точка  $K_1$ ) будет меньше максимальной. Такое ограничение мощности турбины с регулируемым отбором пара при работе на конденсационном режиме является неоправданным. Номинальную мощность при конденсационном режиме можно получить за счет увеличения расхода пара через ЧНД, что обеспечивается повышением давления пара перед ЧНД. Режимы с расходами пара через ЧНД, превышающими ее пропускную способность при полностью открытых регулирующих органах ЧНД и номинальном давлении пара в регулируемом отборе, в диаграмме режимов выделяются в область повышенного давления в регулируемом отборе, которая на рис. 7.8 заштрихована.

Диаграмма режимов позволяет по двум заданным членам выражения (7.11) найти третий. Определение расхода отбираемого пара  $G_{п}$  при известных мощности турбины  $N_3$  и расходе пара  $G_0$  происходит следующим образом. По  $N_3$  и  $G_0$  находят точку  $A$ , характеризующую заданный режим работы турбины (рис. 7.8). Через точку  $A$  проводят линию постоянного расхода пара в ЧНД. Ордината точки  $C$  пересечения этой линии и

линии конденсационного режима  $G_{\text{п}} = 0$  определяет расход пара в ЧНД  $G_{\text{к}}$ . Расход отбираемого пара найдется как разность  $G_{\text{п}} = G_0 - G_{\text{к}}$ .

Расход свежего пара  $G_0$  при известных мощности турбины  $N_3$  и расходе отбираемого пара  $G_{\text{п}}$  определяется ординатой точки пересечения линий  $N_3 = \text{const}$  и  $G_{\text{п}} = \text{const}$ .

Мощность турбины  $N_3$  при известных расходах свежего  $G_0$  и отбираемого  $G_{\text{п}}$  пара определяется абсциссой точки пересечения линий  $G_0 = \text{const}$  и  $G_{\text{п}} = \text{const}$ .

**Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемы отборами пара.** Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины  $N_3$ , расходом пара на турбину  $G_0$ , расходами пара в верхний (производственный)  $G_{\text{п}}$  и нижний (теплофикационный)  $G_{\text{т}}$  отборы:

$$G_0 = f(N_3, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}). \quad (7.15)$$

Влияние остальных параметров уравнения (7.9) учитывается поправочными кривыми.

При построении диаграммы режимов турбины с двумя регулируемы отборами пара условно она заменяется фиктивной турбиной с одним верхним отбором пара. Теплофикационный отбор принимается равным нулю, а пар направляется в ЧНД турбины и производит там дополнительную мощность

$$\Delta N_{\text{т}} = G_{\text{т}} H_i'' \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э,г}} = k G_{\text{т}}, \quad (7.16)$$

где  $H_i''$  — использованный теплоперепад ЧНД;  $k$  — коэффициент пропорциональности.

С учетом (7.16) выражение (7.15) можно привести к виду

$$N_3 = N_{\text{э,усл}} - \Delta N_{\text{т}} = f(G_0, G_{\text{п}}) - G_{\text{т}} H_i'' \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э,г}}, \quad (7.17)$$

где  $N_{\text{э,усл}} = f(G_0, G_{\text{п}})$  — мощность, развиваемая условной турбиной при нулевом теплофикационном отборе.

Диаграмма режимов, отвечающая выражению (7.17), может быть выполнена на плоскости в двух квадрантах следующим образом (рис. 7.9). В верхнем квадранте строится зависимость  $G_0 = f(N_{\text{э,усл}}, G_{\text{п}})$ , которая выражает диаграмму режимов условной турбины при работе с нулевым расходом пара в отопительный отбор. Ее построение выполняется так же, как и для турбины с одним отбором пара (см. рис. 7.8). Нижней границей этой диаграммы служит линия производственного отбора  $G_{\text{п}} = 0$ . Сверху диаграмма ограничена линиями максимальных расходов пара на турбину  $G_{0\text{макс}} = \text{const}$  и в производственный отбор  $G_{\text{п.макс}} = \text{const}$ , а

также линией  $G_{\text{чсд}}$ , характеризующей количество пара, входящее в ЧСД.

В нижнем квадранте по (7.16) строится линия  $OK$ , связывающая нижний отопительный отбор  $G_{\text{т}}$  с дополнительной мощностью  $\Delta N_{\text{т}}$ , и наносится сетка параллельных ей прямых. Кроме того, здесь же наносятся ограничительные линии  $G_{\text{п}} = \text{const}$  для теплофикационного отбора. Они изображают максимально возможный расход производственного отбора  $G_{\text{п.макс}}$ , который определяется из общего парового баланса турбины при условии, чтобы расход пара на выходе из ЧСД не превышал расход теплофикационного отбора на значение, требуемое для охлаждения ступеней ЧНД:

$$G_{\text{т.макс}} = G_{0\text{макс}} - G_{\text{п}} - G_{\text{к.мин}}. \quad (7.18)$$

Построение этих ограничительных линий выполняются следующим образом: из произвольно выбранных точек 1 и 2 для одного и того же значения  $G_{\text{п}} = \text{const}$  проводят вертикально линии вниз. Точки 1' и 2' пересечения этих линий со значениями  $G_{\text{т.макс}}$ , подсчитанными по формуле (7.18), соединяют для одного значения  $G_{\text{п}} = \text{const}$  прямой, которая является границей возможных режимов. Снизу от нее работа турбины недопустима из-за  $G_{\text{т}} > G_{\text{т.макс}}$ .

Пользуясь такой диаграммой (см. рис. 7.9), можно для турбины с двумя регулируемы отборами пара по трем известным величинам уравнения (7.15) найти четвертую. Пусть, например, заданы  $N_3, G_{\text{п}}, G_{\text{т}}$ . Требуется найти  $G_0$ . Сначала по  $N_3$  и

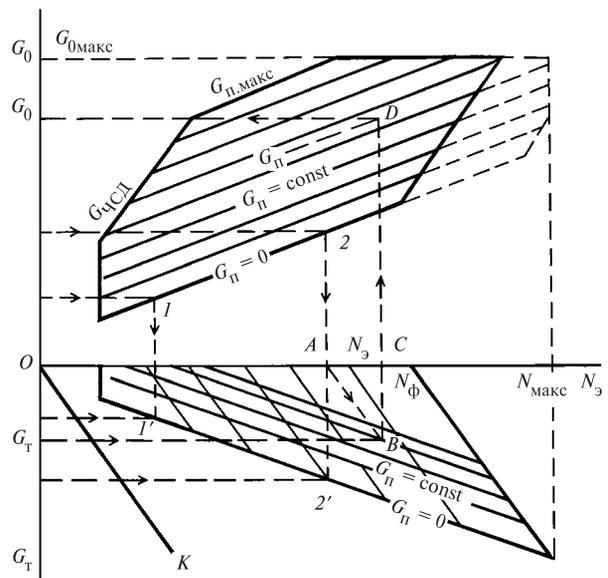


Рис. 7.9. Диаграмма режимов турбины с двумя регулируемы отборами пара

$G_T$  находят  $N_\phi$ : из точки  $A$  заданной мощности  $N_3$  проводят прямую  $AB$ , параллельную  $OK$ , до пересечения с горизонтальной линией постоянного расхода  $G_T = \text{const}$ . Отрезок  $AC$  изображает дополнительную мощность, выработанную ЧНД за счет дополнительного пропуска пара в количестве  $G_T$ . Фиктивная мощность турбины  $N_\phi$  определяется в точке  $C$ . Пользуясь верхней частью диаграммы режимов, по  $N_\phi$  определяют искомый расход пара на турбину  $G_0$  как ординату точки  $D$  пересечения линий  $N_\phi = \text{const}$  и  $G_\Pi = \text{const}$ .

**Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара.** Диаграмма выражает зависимость между мощностью турбины  $N_3$ , тепловой нагрузкой  $Q_T$ , расходом пара на турбину  $G_0$ , температурой сетевой воды  $t_{2c}$ , идущей потребителю:

$$F(N_3, Q_T, G_0, t_{2c}) = 0. \quad (7.19)$$

Диаграмма режимов строится по методу разделения расхода свежего пара на два потока: теплофикационный  $G_{0T}$  и конденсационный  $G_{0K}$ . Соответственно мощность турбины условно принимается равной сумме мощностей теплофикационного  $N_{3T}$  и конденсационного  $N_{3K}$  потоков. С учетом этого зависимость (7.19) можно представить в следующем виде:

$$G_0 = f_2(N_{3T}, t_{2c}) + f_3(N_{3K}). \quad (7.20)$$

Диаграмму режимов строят в трех квадрантах (рис. 7.10). В первом (левом верхнем) изображают зависимость расхода пара на турбину от тепловой нагрузки при работе по тепловому графику  $G_{0T} = f_1(Q_T, t_{2c})$ . Во втором (правом верхнем) квадранте представляют зависимость расхода пара на турбину от ее мощности при различных значениях  $t_{2c}$  и работе по

тепловому графику  $G_{0T} = f_2(N_{3T}, t_{2c})$ . Третий (нижний) квадрант характеризует работу турбины по электрическому графику и выражает зависимость конденсационного расхода пара от мощности, вырабатываемой этим потоком  $G_{0K} = f_3(N_{3K})$ . Общий расход пара на турбину в соответствии с (7.20) находят суммированием расходов пара, полученных во втором и третьем квадрантах. В третьем квадранте наносят также линию чисто конденсационного режима турбины без тепловой нагрузки (линия  $a$ ), которая лежит ниже линий  $G_{0K} = f(N_{3K})$ .

Приведем примеры использования диаграммы режимов турбины с двумя отопительными отборами пара:

1) определение мощности турбины и расхода пара при работе турбины по тепловому графику и при известных тепловой нагрузке  $Q_T$  и температуре сетевой воды  $t_{2c}$ .

По заданным значениям  $Q_T$  и  $t_{2c}$  проводят в квадрантах  $I$  и  $II$  ломаную  $ABCDE$  (рис. 7.10). В квадранте  $I$  в точке  $C$  находят расход пара  $G_{0T}$ , а в квадранте  $II$  в точке  $E$  — мощность турбины  $N_{3T}$ ;

2) определение расхода пара на турбину, работающую по конденсационному режиму, при известных тепловой нагрузке  $Q_T$ , мощности  $N_3$  и температуре сетевой воды  $t_{2c}$ .

По заданным значениям  $Q_T$  и  $t_{2c}$  аналогично предыдущей задаче определяют мощность  $N_3$ , вырабатываемую теплофикационным потоком пара. Разность между заданной мощностью  $N_3$  и найденным значением  $N_{3T}$  определяет мощность  $N_{3K}$ , развиваемую конденсационным потоком пара. Ей соответствует отрезок  $EЖ$  на рис. 7.10. Тогда, проводя из точки  $E$  линию, эквидистантную зависимости  $G_{0K} = f_3(N_{3K})$ , в точке  $И$  ее пересечения с линией  $N_3 = \text{const}$  находят расход конденсационного потока пара  $G_{0K}$  (ординату точки  $И$  в квадранте  $III$  на рис. 7.10). Расход пара на турбину определяют суммированием значений  $G_{0K}$  и  $G_{0T}$ ;

3) определение расхода пара на турбину при работе ее на чисто конденсационном режиме  $G_{0K}$  по заданной мощности  $N_3$ .

В квадранте  $III$  по известной мощности  $N_3$  и кривой  $a$  определяют искомое значение расхода пара  $G_{0K}$  (линия  $ЛМН$ ).

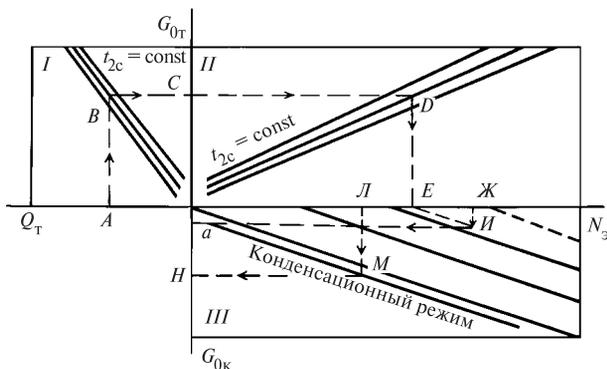


Рис. 7.10. Диаграмма режимов турбины с двумя отопительными отборами пара

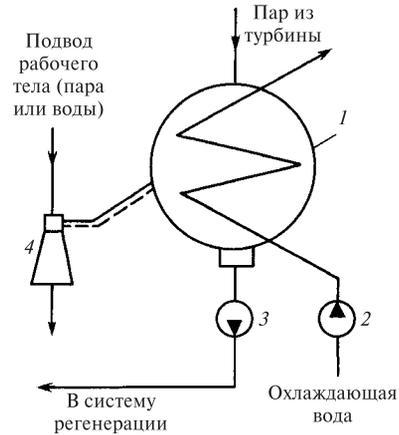
## КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

### 8.1. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ СХЕМА КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ. УСТРОЙСТВО КОНДЕНСАТОРА

*Конденсатор* — теплообменный аппарат, предназначенный для конденсации отработавшего в турбине пара при низком давлении. Конденсация пара происходит при соприкосновении его с поверхностью, температура которой ниже, чем температура насыщения при данном давлении в конденсаторе. Конденсация пара сопровождается выделением теплоты, затраченной ранее на испарение жидкости, которая отводится при помощи охлаждающей среды. В зависимости от вида охлаждающей среды конденсаторы разделяются на *водяные* (охлаждающая среда — вода) и *воздушные* (охлаждающая среда — воздух). Современные паротурбинные установки снабжены водяными конденсаторами. Воздушные конденсаторы имеют по сравнению с водяными более сложную конструкцию и не получили в настоящее время широкого распространения. Водяные конденсаторы делятся на два типа: *смешивающие* и *поверхностные*. В смешивающих конденсаторах пар конденсируется на поверхности капель охлаждающей воды. В поверхностных конденсаторах пар и охлаждающая вода разделены стенками металлических трубок. Пока на ТЭС России используются только поверхностные конденсаторы.

*Конденсационная установка* паровой турбины состоит из собственно конденсатора и дополнительных устройств, обеспечивающих его работу (рис. 8.1). Подача охлаждающей воды в конденсатор осуществляется циркуляционным насосом. Конденсатные насосы служат для откачки из нижней части конденсатора 1 конденсата и подачи его в систему регенеративного подогрева питательной воды. Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления воздуха, поступающего в турбину и конденсатор вместе с паром и через неплотности фланцевых соединений, концевые уплотнения и др.

Схема простейшего поверхностного конденсатора приведена на рис. 8.2. Он состоит из корпуса, торцевые стороны которого закрыты трубными досками. В эти доски завальцованы конденсаторные трубки, сообщающиеся с водяными камерами.



**Рис. 8.1. Принципиальная схема конденсационной установки:**

1 — конденсатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — конденсатный насос; 4 — воздухоотсасывающее устройство

Передняя водяная камера разделяется горизонтальной перегородкой, которая делит все конденсаторные трубки на две секции, образующие так называемые «ходы» воды (на схеме два хода). Вода поступает в водяную камеру через патрубок и проходит по трубкам, расположенным ниже перегородки. В задней камере вода переходит во вторую (верхнюю) секцию трубок. По трубкам этой секции вода идет в обратном направлении, совершая второй «ход», попадает в переднюю камеру и через выходной патрубок удаляется из конденсатора. Число ходов воды бывает от одного до четырех, в соответствии с чем устанавливается число разделительных перегородок в водяных камерах. В современных конденсаторах турбин большой единичной мощности число ходов охлаждающей воды редко превышает два.

Пар, поступающий из турбины в паровое пространство конденсатора, конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода. Теоретической основой обеспечения низкого давления пара в конденсаторе является однозначная связь между давлением и температурой конденсирующей среды. Поскольку температура конденсации определяется климатическими условиями и составляет 25—45 °С, то в кон-

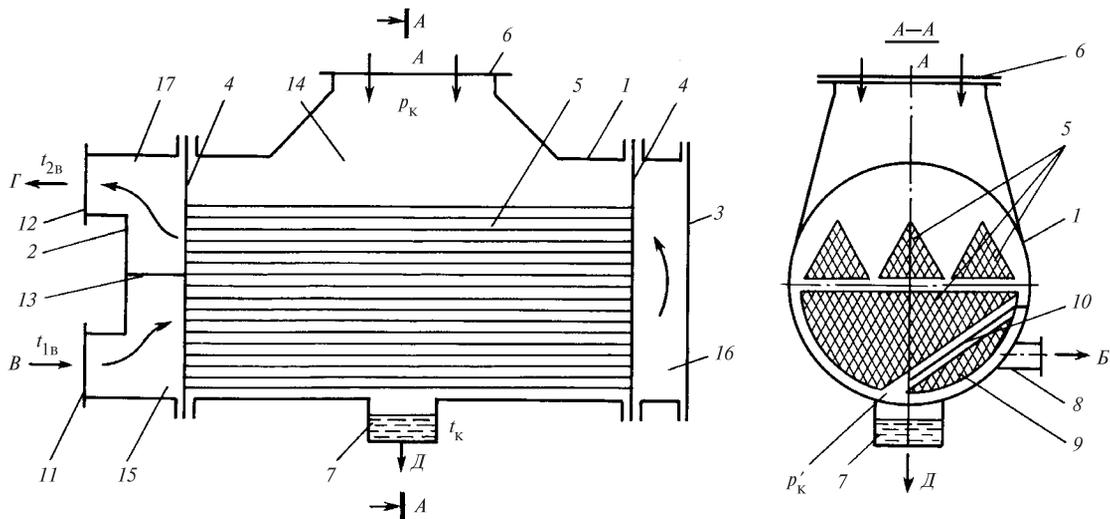


Рис. 8.2. Схема двухходового поверхностного конденсатора:

1 — корпус; 2, 3 — крышки водяных камер; 4 — трубные доски; 5 — конденсаторные трубки; 6 — приемный паровой патрубок; 7 — конденсатосборник; 8 — патрубок отсоса паровоздушной смеси; 9 — воздухоохладитель; 10 — паронаправляющий щит; 11, 12 — входной и выходной патрубки для воды; 13 — разделительная перегородка; 14 — паровое пространство конденсатора; 15—17 — соответственно входная, поворотная и выходная камеры охлаждающей воды; А — вход пара; В — отсос паровоздушной смеси; В, Г — вход и выход охлаждающей воды; Д — отвод конденсата

денсаторе поддерживается низкое давление, составляющее в зависимости от режима 3—10 кПа. Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конденсаторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю часть корпуса конденсатора, а затем в конденсатосборник.

Пар, поступающий в конденсатор из выходного патрубка турбины, всегда содержит воздух, попадающий в турбину через неплотности фланцевых соединений, через концевые уплотнения ЦНД и т.п. Наличие воздуха уменьшает теплоотдачу от пара к поверхности охлаждения. Удаление воздуха (точнее, паровоздушной смеси) из конденсатора производится воздухоотсасывающим устройством через патрубок 8. В целях уменьшения объема отсасываемой паровоздушной смеси ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки 10 отсеке конденсатора — воздухоохладителе 9.

Конденсатор в современных турбинах выполняет и другие функции. Например, при пусках и остановках, когда котел вырабатывает большее количество пара, чем требуется турбине, или когда параметры пара не соответствуют необходимым, его направляют (после предварительного охлаждения) в конденсатор, не допуская потерь дорогостоящего рабочего тела путем его выброса в атмосферу. Для возможности приема такого «сбросного» пара конденсатор оборудуется специальным приемно-сбросным устройством.

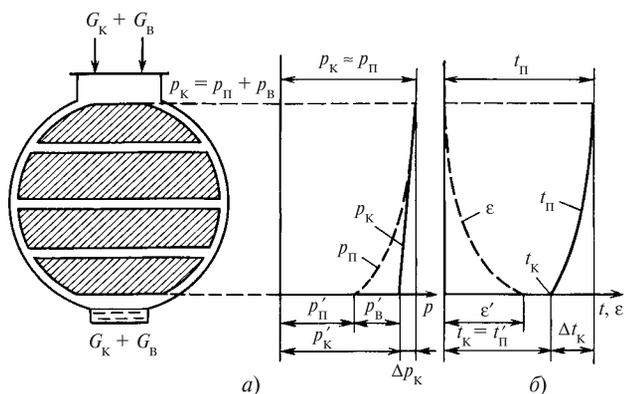
Кроме того, в конденсатор обычно направляют конденсат из коллекторов дренажей паропроводов, уплотнений, некоторых подогревателей и вводят добавку химически очищенной воды для восполнения потерь конденсата в цикле.

## 8.2. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОНДЕНСАТОРЕ

В конденсатор, как отмечалось выше, поступает не чистый пар, а смесь пара с неконденсирующимися газами (в основном с воздухом), которую принято называть *паровоздушной смесью*. Отношение количества воздуха  $G_B$ , попадающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара  $G_K$  называют *относительным содержанием воздуха*  $\epsilon$ . Значение  $\epsilon$  зависит от качества монтажа и ухода за конденсационной установкой, ее типа, мощности, нагрузки, конструктивных размеров и других факторов.

Присутствие воздуха в конденсаторе отражается на тепловых процессах, происходящих в нем. Рассмотрим влияние присосов воздуха на распределение парциальных давлений в конденсаторе. Предположим, что в конденсатор (рис. 8.3) при установившемся режиме поступает пар ( $G_K$ ) и воздух ( $G_B$ ) при давлении  $p_K$  ( $p_K$  — давление в приемном патрубке, которое называют давлением в конденсаторе). Применяя закон Дальтона к движущейся в конденсаторе паровоздушной смеси, имеем

$$p_K = p_{\Pi} + p_B, \quad (8.1)$$



**Рис. 8.3.** Изменение параметров паровоздушной смеси в конденсаторе:

*a* — изменение парциального давления пара  $p_{\text{п}}$  и давления в конденсаторе  $p_{\text{к}}$ ; *б* — изменение температуры пара  $t_{\text{п}}$  и относительного содержания воздуха  $\varepsilon$

где  $p_{\text{п}}, p_{\text{в}}$  — парциальные давления пара и воздуха в паровоздушной смеси.

Связь между параметрами воздуха и пара, образующих паровоздушную смесь, с достаточной точностью описывается уравнениями идеального газа:

$$p_{\text{в}} V_{\text{в}} = G_{\text{в}} R_{\text{в}} T_{\text{в}}; \quad p_{\text{п}} V_{\text{п}} = G_{\text{к}} R_{\text{п}} T_{\text{п}}, \quad (8.2)$$

где  $V_{\text{в}}, V_{\text{п}}$  и  $T_{\text{в}}, T_{\text{п}}$  — соответственно объемы,  $\text{м}^3/\text{с}$ , и температуры,  $\text{К}$ , протекающих в конденсатор воздуха и пара;  $R_{\text{в}} = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ,  $R_{\text{п}} = 0,4618 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  — газовые постоянные воздуха и пара.

Разделив почленно уравнения (8.2) при  $V_{\text{в}} = V_{\text{п}}$  и  $T_{\text{в}} = T_{\text{п}}$  (объемы и температуры находящихся в смеси воздуха и пара соответственно равны между собой), получим

$$p_{\text{в}} / p_{\text{п}} = 0,622 \varepsilon. \quad (8.3)$$

Совместным решением уравнений (8.1) и (8.3) устанавливается связь между парциальными давлениями пара и воздуха в паровоздушной смеси или зависимость парциального давления пара  $p_{\text{п}}$  от давления в конденсаторе  $p_{\text{к}}$  и относительного содержания воздуха  $\varepsilon$ :

$$p_{\text{п}} = \frac{p_{\text{к}}}{1 + 0,622 \varepsilon}. \quad (8.4)$$

При входе в конденсатор относительное содержание воздуха очень мало и парциальное давление пара  $p_{\text{п}}$ , подсчитанное по (8.4), практически оказывается равным давлению в конденсаторе  $p_{\text{к}}$  (рис. 8.3, *a*). По мере движения паровоздушной смеси через конденсатор к месту отсоса пар конден-

сируется и относительное содержание воздуха  $\varepsilon$  растет. Вследствие этого парциальное давление пара  $p_{\text{п}}$  в соответствии с (8.4) падает. Вместе с тем давление в зоне отсоса меньше, чем на входе в конденсатор ( $p'_{\text{к}} < p_{\text{к}}$ ). Разность давлений на входе в конденсатор и выходе из него  $\Delta p_{\text{к}} = p_{\text{к}} - p'_{\text{к}}$  называется *паровым сопротивлением* конденсатора. В зоне отсоса парциальным давлением воздуха  $p_{\text{в}}$  нельзя пренебречь, так как оно в значительной мере повышается вследствие увеличения плотности воздуха и относительного содержания его в паровоздушной смеси.

В конденсатор, как правило, поступает влажный пар, температура конденсации которого однозначно определяется парциальным давлением пара: меньшему парциальному давлению пара соответствует меньшая температура насыщения. На рис. 8.3, *б* показаны графики изменения температуры пара  $t_{\text{п}}$  и относительного содержания воздуха  $\varepsilon$  в конденсаторе. Таким образом, по мере движения паровоздушной смеси к месту отсоса и конденсации пара температура пара в конденсаторе уменьшается, так как снижается парциальное давление насыщенного пара. Это происходит из-за присутствия воздуха и возрастания его относительного содержания в паровоздушной смеси, а также наличия парового сопротивления конденсатора и снижения общего давления паровоздушной смеси. Особенно заметное влияние на температуру пара воздух оказывает в зоне отсоса паровоздушной смеси.

Процесс конденсации пара условно можно разделить на два этапа: первый, характеризуемый отсутствием сколько-нибудь заметного влияния воздуха на температуру пара, и второй, где это влияние начинает резко проявляться. Влияние воздуха на втором этапе процесса конденсации сказывается не только на понижении температуры пара, но и на интенсивности процесса теплопередачи от паровоздушной смеси к охлаждающей воде.

Поскольку условия теплопередачи в начальной и конечной стадиях процесса конденсации различны, то для каждой из них в конденсаторе имеется своя теплообменная поверхность, сконструированная с учетом присущих ей особенностей: *зона массовой конденсации*, обеспечивающая протекание первого этапа процесса, при котором конденсируется основная масса пара при ничтожно малом изменении температуры, и *воздухоохладитель*, предназначенный для снижения количества отсасываемого пара в паровоздушной смеси.

Следствием понижения парциального давления и температуры насыщенного пара из-за наличия воздуха и парового сопротивления конденсатора является *переохлаждение конденсата*, под которым

понимают разность температуры насыщенного пара  $t_{\text{п}}$  при давлении паровоздушной смеси  $p_{\text{к}}$  на входе в конденсатор и температуры конденсата  $t_{\text{к}}$  при выходе из конденсатора  $\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{п}} - t_{\text{к}}$  (рис. 8.3, б). Переохлаждение конденсата зависит от конструкции конденсатора, его нагрузки, температуры охлаждающей воды, состояния воздушной, циркуляционной и конденсатной систем, обслуживающих конденсатор. Переохлаждение конденсата приводит к потере теплоты, затрачиваемой на нагрев конденсата (используемого для питания котлов), а главное — сопровождается возрастанием количества растворенного в конденсате кислорода, вызывающего коррозию трубной системы регенеративного подогрева питательной воды котла. Насыщение конденсата коррозионно-активными газами объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное растворение газов из парогазовой смеси. Процесс абсорбции газа в жидкую фазу начинается непосредственно при конденсации пара на конденсатной пленке, покрывающей трубки. Падающие с трубок капли и струйки конденсата подвергаются тепловому и механическому воздействию пара, двигающегося в межтрубном пространстве, вследствие чего происходит деаэрация жидкости. Таким образом, двигаясь в направлении конденсатосборника, капля конденсата, попадая то на трубку, то в паровой поток, попеременно насыщается и освобождается от газов. Для возможно полного выделения и отвода газов с поверхности жидкости проводят разбрызгивание конденсата при сливе его в конденсатосборник, слив конденсата в виде отдельных струй и другие мероприятия.

Эффективным средством борьбы с явлением переохлаждения конденсата является установка воздухоохладителей. Рассмотрим процесс конденсации пара в конденсаторе с раздельным удалением конденсата и воздуха (рис. 8.4). Предположим, что при установившемся режиме в конденсатор поступают насыщенный пар ( $G_{\text{к}}$ ) и воздух ( $G_{\text{в}}$ ) при давлении  $p_{\text{к}}$ , а из воздухоохладителя при давлении  $p''_{\text{к}} = p''_{\text{п}} + p''_{\text{в}}$  удаляется паровоздушная смесь, состоящая из воздуха ( $G_{\text{в}}$ ) и насыщенного пара ( $G''_{\text{к}}$ ); конденсатным насосом откачивается количество конденсата  $G_{\text{к}}^{\text{н}} = G_{\text{к}} = G''_{\text{к}}$ . Относительное содержание воздуха при входе в конденсатор  $\varepsilon = G_{\text{в}}/G_{\text{к}}$ , а в удаляемой паровоздушной смеси  $\varepsilon'' = G_{\text{в}}/G''_{\text{к}}$ .

Над поверхностью конденсата в конденсатосборнике устанавливается давление  $p'_{\text{к}}$ , а относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси состав-

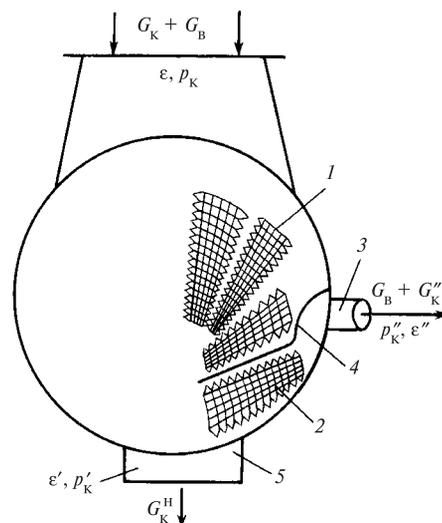


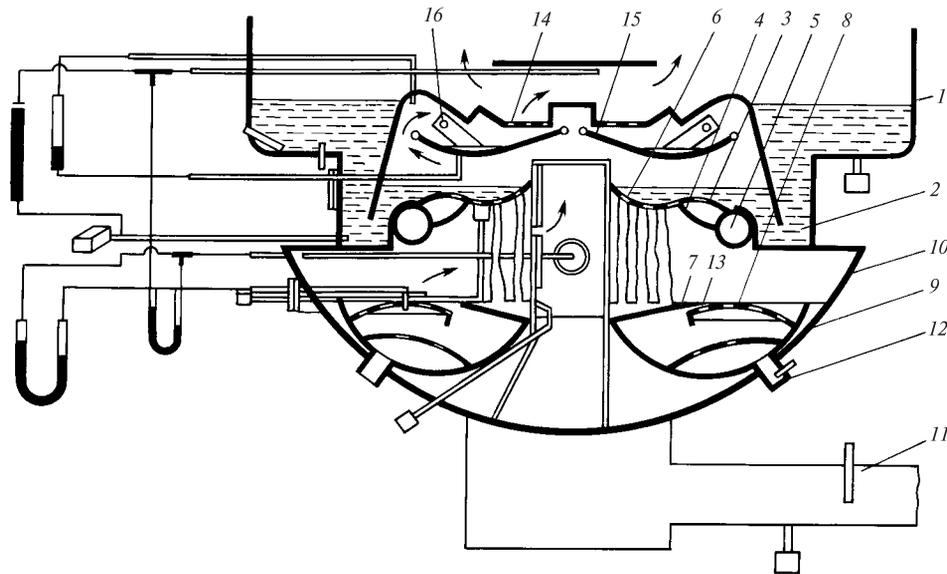
Рис. 8.4. Схема конденсатора с раздельным удалением конденсата и воздуха:

1 — трубный пучок; 2 — воздухоохладитель; 3 — отсос паровоздушной смеси; 4 — паронаправляющий щит; 5 — конденсатосборник

ляет  $\varepsilon'$ . При наличии парового сопротивления движение паровоздушной смеси происходит вследствие разности давлений ее по ходу движения в конденсаторе ( $p''_{\text{к}} < p'_{\text{к}} < p_{\text{к}}$ ). Так как конденсация пара заканчивается в воздухоохладителе, то относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси при входе и выходе из конденсатора и воздухоохладителя различно ( $\varepsilon < \varepsilon' < \varepsilon''$ ). Таким образом, над поверхностью конденсата в конденсатосборнике общее давление паровоздушной смеси выше, а относительное содержание воздуха меньше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора. Из формулы (8.4) видно, что парциальное давление пара  $p'_{\text{п}}$ , а следовательно, и соответствующая температура пара  $t'_{\text{п}}$  в смеси над уровнем конденсата в конденсатосборнике будут также выше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсата.

Температура конденсата  $t_{\text{к}}$ , находящегося в конденсатосборнике, может быть равна температуре пара  $t'_{\text{п}}$ , а переохлаждение конденсата может достигать 3—5 °С. Для конденсаторов, в которых к конденсатосборнику имеется свободный доступ пара (регенеративные конденсаторы),  $\Delta t_{\text{к}} = 0 \dots 1$  °С, для других конденсаторов  $\Delta t_{\text{к}} = 3 \dots 5$  °С.

Из выражений (8.2) следует, что чем ниже температура и больше парциальное давление воздуха в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, тем меньше ее объем и количество пара, удаляемого вместе с воздухом, а следовательно, ниже затраты



**Рис. 8.5. Деаэрационное устройство конденсатора турбины Т-175/210-12,8 ТМЗ:**

1 — конденсатор; 2 — гидрозатвор; 3, 8 — барботажные листы; 4 — камера подачи вскипающего горячего дренажа; 5 — коллектор горячих дренажей; 6 — перфорированный водораспределитель; 7 — разделительная перегородка; 9 — отводящий канал для деаэрированного конденсата; 10 — конденсатосборник; 11 — отводящий трубопровод деаэрированного конденсата; 12 — патрубок подачи вскипающего конденсата рециркуляции; 13 — канал; 14 — перфорированный лист; 15 — поддон; 16 — патрубки

энергии воздухоотсасывающего устройства. В связи с этим температуру паровоздушной смеси перед удалением ее из конденсатора стремятся по возможности снизить в воздухоохладителе при минимальном переохлаждении конденсата.

Для уверенной деаэрации, особенно при малых расходах пара, многие конденсаторы снабжаются *деаэрационными конденсатосборниками*. На рис. 8.5 показано деаэрационное устройство струйно-барботажного типа, в котором термическая деаэрация конденсата осуществляется путем нагрева его отдельных струй и движения пузырьков пара в слое воды (барботаж).

Образовавшийся в конденсаторе конденсат подается на выпуклую часть барботажного листа, к отверстиям которого поступает пар, выделившийся из перегретого конденсата (например, конденсата греющего пара регенеративных подогревателей). Пар, проходя через слой движущегося конденсата, нагревает его, а сам конденсат через отверстия в вогнутой части барботажного листа стекает на следующий барботажный лист, куда подается нагретый вскипающий конденсат из линии рециркуляции. Таким образом, нагретый до температуры насыщения в двух ступенях конденсат скапливается на дне конденсатосборника и отводится в систему регенерации. Выделившиеся газы через перфорированный лист отводятся в паровое пространство конденсатора и отсасываются эжектором.

### 8.3. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС КОНДЕНСАТОРА

Потери теплоты корпусом конденсатора в результате излучения в окружающую среду вследствие низких температур ничтожны. Поэтому можно считать, что практически вся теплота, освобождающаяся при конденсации пара, передается охлаждающей воде. Тогда баланс теплоты поверхностного конденсатора может быть составлен в виде

$$Q_K = G_K(h_K - h'_K) = W(t_{2B} - t_{1B})c_B, \quad (8.5)$$

где  $h_K$  — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг;  $h'_K = c_B t_K$  — энтальпия конденсата, кДж/кг;  $c_B = 4,19$  кДж/(кг·К) — теплоемкость воды;  $W$  — расход охлаждающей воды, кг/с;  $t_{1B}$ ,  $t_{2B}$  — температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С (рис. 8.6).

Значения  $G_K$ ,  $h_K$  определяют при расчете турбины. Температуру конденсата принимают

$$t_K = t_{II} - \Delta t_K, \quad (8.6)$$

где  $t_{II}$  — температура насыщения пара, соответствующая его давлению при входе в конденсатор.

Разность  $\Delta t_B = t_{2B} - t_{1B}$  называют *нагревом охлаждающей воды* в конденсаторе. Для одноходовых конденсаторов  $\Delta t_B = 6 \dots 7$  °С; двухходовых  $\Delta t_B = 7 \dots 9$  °С; трех- и четырехходовых  $\Delta t_B = 10 \dots 12$  °С.

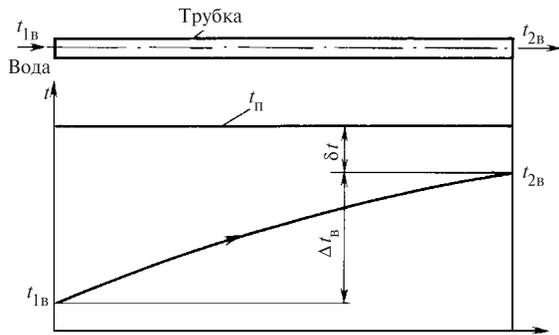


Рис. 8.6. Нагрев охлаждающей воды в трубке конденсатора

При проектировании температура охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{1В}$  принимается равной 10; 12; 15; 20 и 25 °С в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды принимают расчетное абсолютное давление отработавшего пара  $p_k$ : для  $t_{1В} = 10$  °С  $p_k = 2,8 \dots 3,4$  кПа; для  $t_{1В} = 15$  °С  $p_k = 3,8 \dots 4,8$  кПа; для  $t_{1В} = 20 \dots 25$  °С  $p_k = 5,9 \dots 6,8$  кПа.

Отношение  $m = W/G_k$  называют *кратностью охлаждения*. Из (8.5) следует, что

$$m = \frac{W}{G_k} = \frac{h_k - c_B t_k}{c_B (t_{2В} - t_{1В})} = \frac{h_k - h'_k}{c_B \Delta t_B}. \quad (8.7)$$

Здесь разность энтальпий  $h_k - h'_k$  представляет собой в основном теплоту парообразования и мало изменяется для различных типов турбин (в среднем равна 2200 кДж/кг). Тогда из (8.7) следует, что нагрев охлаждающей воды  $\Delta t_B$  изменяется обратно пропорционально кратности охлаждения: чем больше  $m$ , тем меньше  $\Delta t_B$  и тем ниже может быть давление в конденсаторе. Однако при увеличении кратности охлаждения возрастает расход охлаждающей воды и увеличиваются затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов. Оптимальная кратность охлаждения находится в следующих пределах: для одноходовых конденсаторов  $m = 80 \dots 120$ , двухходовых  $m = 60 \dots 70$ , трех- и четырехходовых  $m = 40 \dots 50$ .

#### 8.4. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Задачей теплового расчета конденсатора является определение площади поверхности теплопередачи, необходимой для достижения заданного давления на выходе из турбины.

При инженерных расчетах требуемая площадь поверхности охлаждения конденсатора  $F_k$  опреде-

ляется из уравнения теплообмена между паром и охлаждающей водой:

$$Q_k = \bar{k} \bar{\Delta t} F_k, \quad (8.8)$$

где  $\bar{k}$  — средний коэффициент теплопередачи в конденсаторе, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\bar{\Delta t}$  — средняя разность между температурами пара и воды, °С:

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_B}{\ln[(\Delta t_B + \delta t)/\delta t]}; \quad (8.9)$$

здесь  $\delta t = t_{п} - t_{2В}$  — температурный напор на выходе из конденсатора, °С;  $t_{п}$  — температура пара, поступающего в конденсатор, °С (см. рис. 8.6).

Значение  $\delta t$  определяется отношением

$$\delta t = \Delta t_B \left[ \exp\left(\frac{\bar{k} F_k}{c_B W}\right) - 1 \right]^{-1}, \quad (8.10)$$

в которое входит неизвестная величина  $F_k$ . В конденсаторах поверхностного типа  $\delta t = 5 \dots 10$  °С. Большие значения  $\delta t$  относятся к одноходовым конденсаторам.

Точность теплового расчета конденсатора определяется достоверностью оценки коэффициента теплопередачи  $\bar{k}$ , зависящего от многих факторов, характеризующих условия работы конденсатора, основными из которых являются: паровая нагрузка конденсатора, скорость движения воды в трубах, температура охлаждающей воды, диаметр трубок, число ходов конденсатора, состояние плотности вакуумной системы, состояние охлаждающей поверхности и др.

Наиболее распространенной в настоящее время зависимостью для определения среднего коэффициента теплопередачи в конденсаторе является формула Л. Д. Бермана, составленная на основании испытаний промышленных конденсаторов и учитывающая взаимосвязь и влияние на коэффициент теплопередачи различных факторов:

$$\bar{k} = 4070 a \left( \frac{1,1 w_B}{d_2^{0,25}} \right)^x \times \left[ 1 - \frac{0,42 \sqrt{a}}{10^3} (35 - t_{1В})^2 \right] \Phi_z \Phi_d, \quad (8.11)$$

где  $a$  — коэффициент чистоты, учитывающий влияние загрязнения поверхности ( $a = 0,65 \dots 0,85$ );  $x = 0,12 a(1 + 0,15 t_{1В})$ ;  $w_B$  — скорость охлаждающей воды в трубках ( $w_B = 1,5 \dots 2,5$  м/с);  $d_2$  — внутренний диаметр трубок, мм;  $t_{1В}$  — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °С;  $\Phi_z$  — коэффициент, учитывающий влияние числа ходов воды  $z$  в кон-

денсаторе:  $\Phi_z = 1 + (z - 2) \left(1 - \frac{t_{1B}}{35}\right) \cdot 10^{-1}$ ;  $\Phi_d$  — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора  $d_k = G_k/F_k$ ;  $\Phi_d = 1$  при паровых нагрузках от номинальной  $d_k^{\text{ном}}$  до  $d_k^{\text{гр}} = (0,9 - 0,012t_{1B})d_k^{\text{ном}}$ ; если  $d_k < d_k^{\text{гр}}$ , то  $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$ , здесь  $\delta = d_k/d_k^{\text{гр}}$ .

Из соотношений (8.8)—(8.10) определяют значения  $\bar{k}$ ,  $\bar{\Delta t}$ ,  $F_k$ .

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических характеристик конденсатора (длины и числа конденсаторных трубок, диаметра трубной доски) и его парового и гидравлического сопротивления.

Число трубок в конденсаторе

$$n = 4Wz / (\pi d_2^2 w_B). \quad (8.12)$$

Длина конденсаторных трубок, равная расстоянию между трубными досками,

$$L = F_k / (\pi d_1 n). \quad (8.13)$$

Условный диаметр трубной доски

$$D_y = d_1 \sqrt{n/u_{\text{тр}}}. \quad (8.14)$$

Отношение  $L/D_y$  должно находиться в пределах 1,5—2,5. В формулах (8.12)—(8.14) приняты следующие обозначения:  $d_1$  и  $d_2$  — наружный и внутренний диаметры конденсаторных трубок, м (наиболее часто применяют трубки со следующими диаметрами  $d_1/d_2$ , мм: 16/14, 19/17, 24/22, 25/23, 28/26, 30/28);  $W$  — расход охлаждающей воды, м<sup>3</sup>/с;  $w_B$  — скорость охлаждающей воды в трубках, м/с (принимается в пределах 1,5—2,5 м/с);  $z$  — число ходов охлаждающей воды (зависит от конструктивных и экономических факторов, условий водоснабжения, мощности установки, кратности охлаждения и др.);  $u_{\text{тр}}$  — коэффициент использования трубной доски, принимаемый для конденсаторов современных турбин равным 0,22—0,32.

*Гидравлическое сопротивление* конденсатора  $H_k$ , Па (разность давлений охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него) состоит из сопротивлений течения воды в трубках  $h_1$ , на входе и выходе из трубок  $h_2$  и водяных камер  $h_3$ :

$$\begin{aligned} H_k &= z(h_1 + h_2) + h_3 = \\ &= z \left( \lambda \frac{L}{d_2} + \xi \right) \frac{\rho_B w_B^2}{2} + \frac{\rho_B w_{B,\text{п}}^2}{2}, \end{aligned} \quad (8.15)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения при движении воды в трубках ( $\lambda = 0,025 \dots 0,037$ );  $\xi$  — коэффициент,

учитывающий способ крепления конденсаторных трубок в трубной доске ( $\xi = 1,0 \dots 1,5$ );  $\rho_B$  — плотность охлаждающей воды, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{B,\text{п}}$  — скорость воды во входных и выходных патрубках, примерно равная (0,15 ... 0,3) $w_B$ , м/с.

Гидравлическое сопротивление конденсаторов турбин высокого давления составляет 25—40 кПа, а турбин мощностью 300 МВт и выше — 35—40 кПа.

Паровое сопротивление конденсатора  $\Delta p_k$  из-за сложного характера течения пара в межтрубном пространстве, сопровождающегося процессами конденсации, определить аналитически сложно. Оно может быть оценено лишь приблизительно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах. Паровое сопротивление зависит от конструкции трубного пучка, скорости пара в межтрубном пространстве, гидродинамики потока и других факторов. В конденсаторах современных мощных турбин ( $N_3 = 160 \dots 1200$  МВт) паровое сопротивление составляет 270—410 Па.

## 8.5. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Выполнить конденсатор в виде одного аппарата для турбин даже умеренной мощности не удастся. Мощные турбины оснащают конденсаторной группой, состоящей из отдельных корпусов, которые, в свою очередь, могут состоять из отдельных конденсаторов. Конденсатор — это теплообменник с отдельной выделенной трубной системой и паровым пространством, со своими водяными камерами охлаждающей воды и воздухоудаляющими устройствами. Отдельные конденсаторы могут собираться в корпуса, а корпуса — в конденсаторные группы по-разному. На этой основе можно провести их классификацию. Схематически установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины показана на рис. 8.7. В табл. 8.1 приведены типы конденсаторных групп, используемых для различных турбин.

По расположению конденсаторной группы по отношению к турбине их делят на *подвальные* и *бесподвальные*. Подвальные конденсаторные группы устанавливают в помещении под машинным залом между колоннами фундамента, на которых покоится верхняя фундаментная плита с установленной на ней турбиной. Бесподвальная конденсаторная группа размещается на той же отметке машинного зала, что и турбина.

В свою очередь, бесподвальные конденсаторы могут иметь боковую и осевую компоновки по отношению к турбине. В России нет мощных турбин с осевой компоновкой конденсатора. Боковую бесподвальную компоновку имеют две турбины К-500-5,9/1500 ХТЗ Нововоронежской АЭС и две турбины К-1000-5,9/1500-1 Калининской АЭС. Все

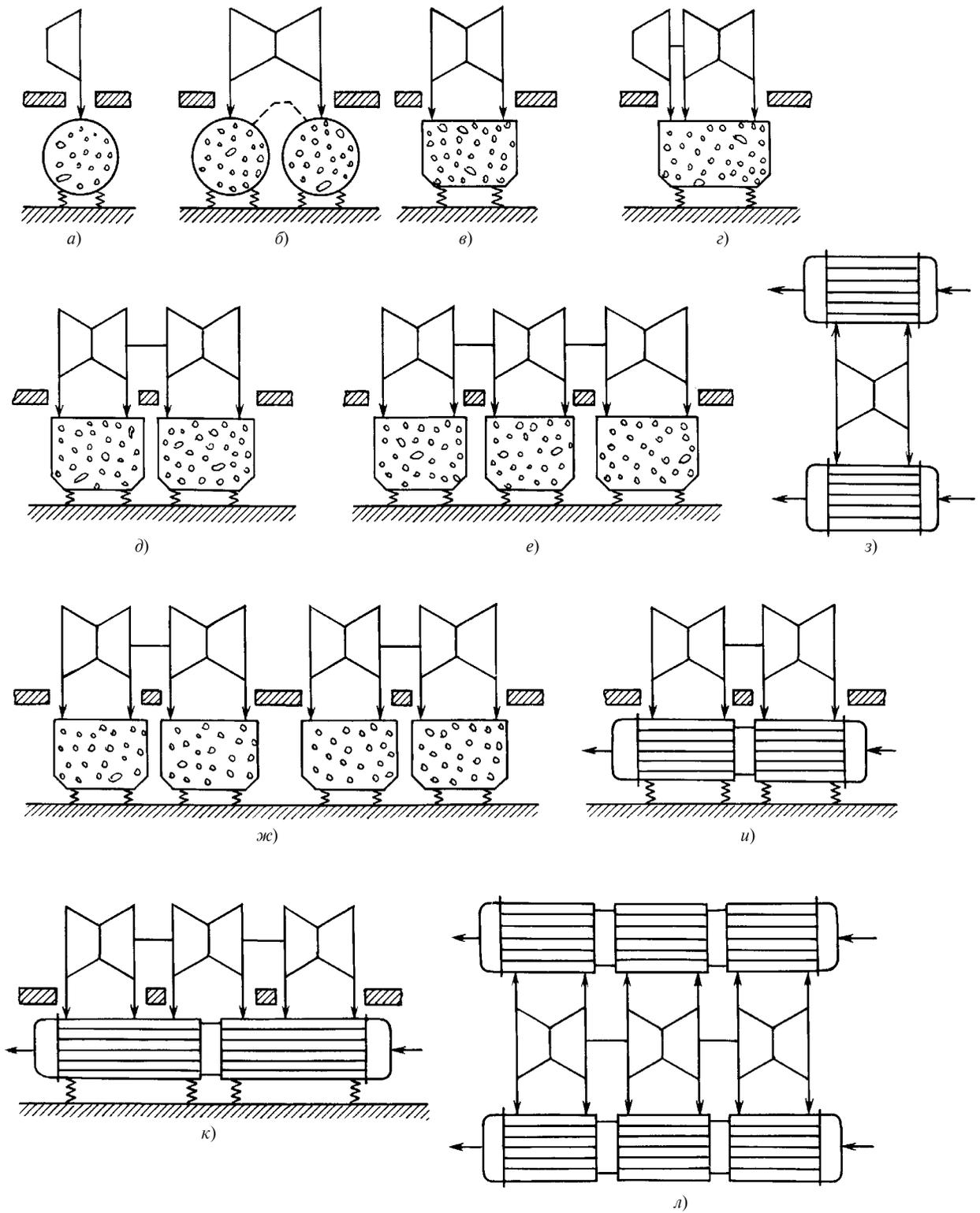


Рис. 8.7. Установка конденсаторных групп по отношению к ЦНД турбины

Таблица 8.1. Типы конденсаторных групп для паровых турбин электростанций

Описание конденсаторной группы	Схема на рис. 8.7	Турбина
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>а</i>	ЛМЗ: К-50-8,8; ПТ-50-8,8/1,3; Т-50-12,8; ПТ-60-12,8/1,3; ПТ-80/100-12,8/1,3; ТМЗ: ПТ-135/165-1,5; КТЗ: все турбины
Два подвальных поперечных конденсатора, объединенных по паровой стороне и подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>б</i>	ЛМЗ: К-100-8,8; К-200-12,8; ХТЗ: К-100-8,8; К-160-12,8; ТМЗ: Т-100-12,8; Т-175/215-12,8
Один подвальный поперечный конденсатор	<i>в</i>	ТМЗ: Т-250/300-23,5
То же	<i>г</i>	ЛМЗ: К-300-24,5; ХТЗ: К-300-24,5
Два подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>д</i>	ХТЗ: К-220-4,3; К-500-23,5
Три подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>е</i>	ХТЗ: К-1000-5,9/1500-2
Четыре подвальных поперечных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>ж</i>	ХТЗ: К-500-6,4/3000; К-750-6,4/3000
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде	<i>з</i>	ХТЗ: К-500-5,9/1500
Два подвальных продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; каждый из конденсаторов состоит из двух секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>и</i>	ЛМЗ: К-500-23,5
То же	<i>к</i>	ЛМЗ: К-800-23,5; К-1200-23,5
Два боковых продольных конденсатора, подключенных параллельно по охлаждающей воде; каждый из конденсаторов состоит из трех секций, подключенных последовательно по охлаждающей воде	<i>л</i>	ХТЗ: К-1000-5,9/1500-1
Две конденсаторные группы, одна из которых показана на рис. 8.7, <i>и</i>	—	ЛМЗ: К-1000-5,9/3000

остальные используемые компоновки конденсаторов являются подвальными и показаны на рис. 8.7, *а—ж, и, к*.

По расположению конденсаторов по отношению к оси турбины их делят на *поперечные* и *продольные*. При поперечной компоновке оси трубок конденсаторов направлены поперек оси турбины (рис. 8.7, *а—ж*), а при продольной — параллельно ей (рис. 8.7, *з—л*).

Продольные конденсаторы могут выполняться односекционными (рис. 8.7, *з*), двухсекционными (рис. 8.7, *и, к*) и трехсекционными (рис. 8.7, *л*).

Из-за различной начальной температуры охлаждающей воды, поступающей в отдельные секции, давление в них будет различным. Такие конденсаторы называются *секционированными*.

По числу потоков охлаждающей воды в отдельном конденсаторе их различают как *однопоточные* и *двухпоточные*. Выбор числа потоков осуществляется в соответствии с требованием возможности чистки конденсатора со стороны охлаждающей воды на ходу без подачи охлаждающей воды в очищаемую часть. Поэтому конденсаторы, показанные

на рис. 8.7, *а—ж*, выполняют двухпоточными, а изображенные на рис. 8.7, *з—л*, — однопоточными.

По числу ходов охлаждающей воды различают *одно-* (рис. 8.7, *з—л*), *двух-* (рис. 8.7, *а—ж*) и *четырёхходовые* конденсаторы (последние применяются только для турбин малой мощности).

Одной из самых ответственных деталей конденсатора являются *конденсаторные трубки*, а одним из основных требований, предъявляемых к ним, является стойкость к коррозии, и поэтому их изготавливают из сплавов цветных металлов на основе меди, хромоникелевой нержавеющей стали, титановых сплавов.

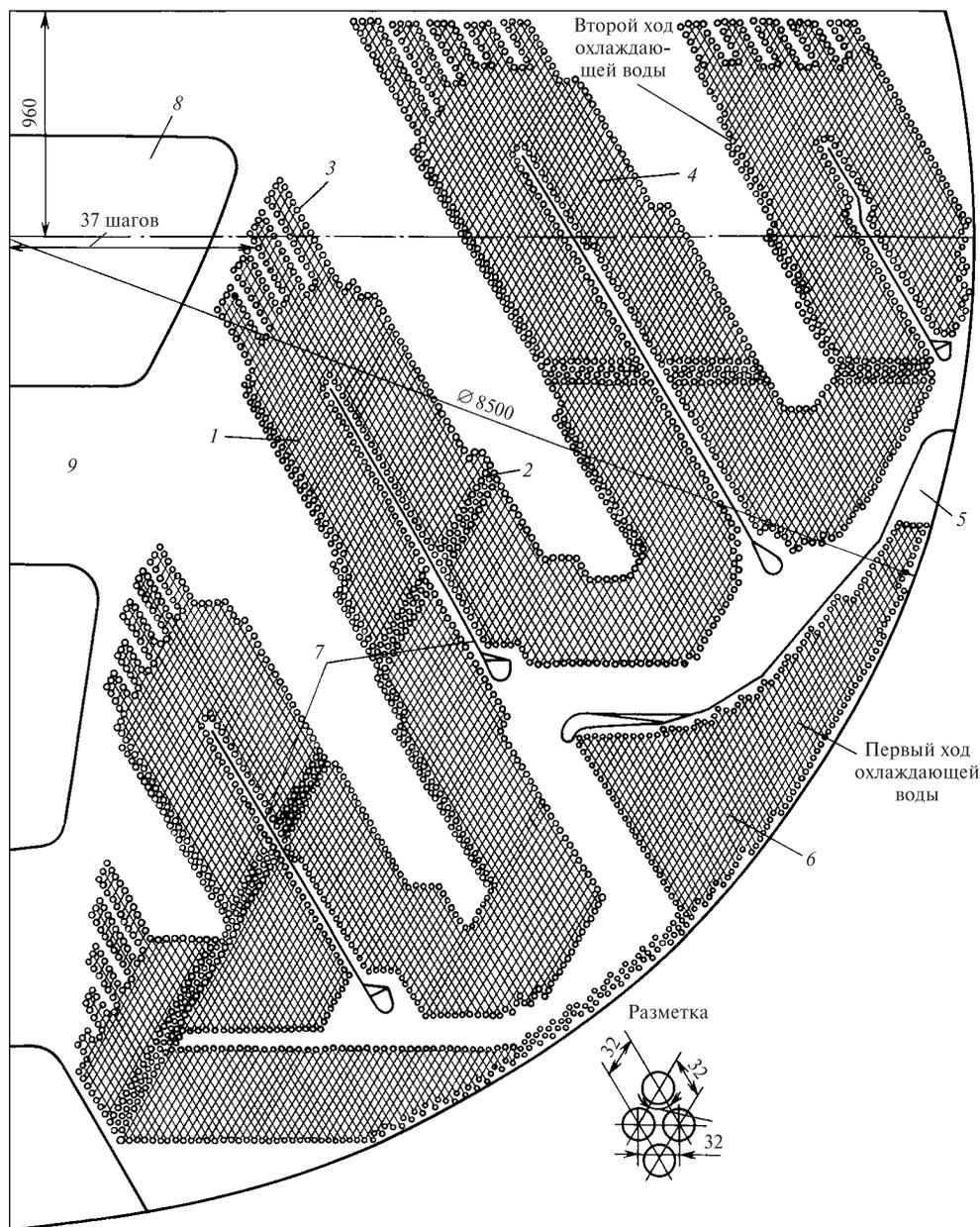
Совокупность конденсаторных трубок, на которых осуществляется конденсация пара, называется *трубным пучком*. К компоновке трубного пучка предъявляют следующие требования: максимально возможное увеличение площади «живого» сечения для прохода пара; создание постоянной скорости протекания пара; организация наиболее короткого и прямого пути паровоздушной смеси к месту отсоса; улавливание и отвод конденсата на промежуточных уровнях по высоте пучка; создание «зеркала» конденсата на дне конденсатора; свободный доступ

пара в нижнюю часть конденсатора под трубный пучок к месту сбора конденсата и др.

При компоновке трубный пучок разбивают на две части: основной пучок, в котором происходит массовая конденсация пара при практически отсутствующем относительном содержании воздуха, и пучок воздухоохладителя, где конденсация происхо-

дит с меньшей скоростью, а образующийся конденсат переохлажден.

Общей особенностью компоновки трубного пучка конденсаторов современных паровых турбин (рис. 8.8) является выполнение его в виде ленты, свернутой симметрично относительно вертикальной оси, с глубокими проходами в пучке для



**Рис. 8.8. Компоновка трубного пучка:**

1 — основной пучок; 2 — сливные трубки; 3 — первый ряд трубок; 4 — трубки основного пучка; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пучок воздухоохладителя; 7 — паронаправляющий и конденсатоулавливающий щиты; 8 — окно в промежуточных трубных досках; 9 — промежуточная трубная доска

направления пара к возможно большей части поверхности теплообмена. Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания пара на трубки, чем достигается уменьшение парового сопротивления конденсатора.

В целях снижения температуры и количества пара в паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором, к пучку воздухоохладителя смесь поступает только после прохождения основного пучка. Кроме того, к трубкам воздухоохладителя подводится охлаждающая вода низкой температуры (из первого хода).

При ленточной компоновке трубного пучка организуется свободный доступ к зеркалу конденсата в конденсаторосборнике, что обеспечивает подогрев конденсата и относительно малое его переохлаждение. Кроме того, для предотвращения переохлаждения конденсата и снижения парового сопротивления конденсат в трубном пучке улавливается и отводится с помощью перегородок. Собранный конден-

сат сливается в конденсаторосборник струями у трубных досок и перегородок.

Дальнейшим развитием компоновки является «пальчиковая» компоновка с разделением трубного пучка на модули (рис. 8.9).

В отличие от ранее рассмотренных конструкций трубный пучок (рис. 8.9, а) состоит из восьми одинаковых модулей 1, каждый из которых имеет свою зону отсоса, показанную в увеличенном масштабе на рис. 8.9, б. Модуль 1 представляет собой сплошной вертикально расположенный массив трубок с ромбической разбивкой. В средней части массива двумя щитами 2 и 3 образована зона отсоса. Выделенного воздухоохладителя в пучке нет, его роль играют расположенные непосредственно перед отсосом охлаждающие трубки пучка.

Конденсаторные трубки крепятся в *трубных досках*. Методы крепления конденсаторных трубок в досках должны обеспечивать плотность и долговечность соединения. В конденсаторах современных паровых турбин конденсаторные трубки обоими концами закреплены в трубных досках развальцов-

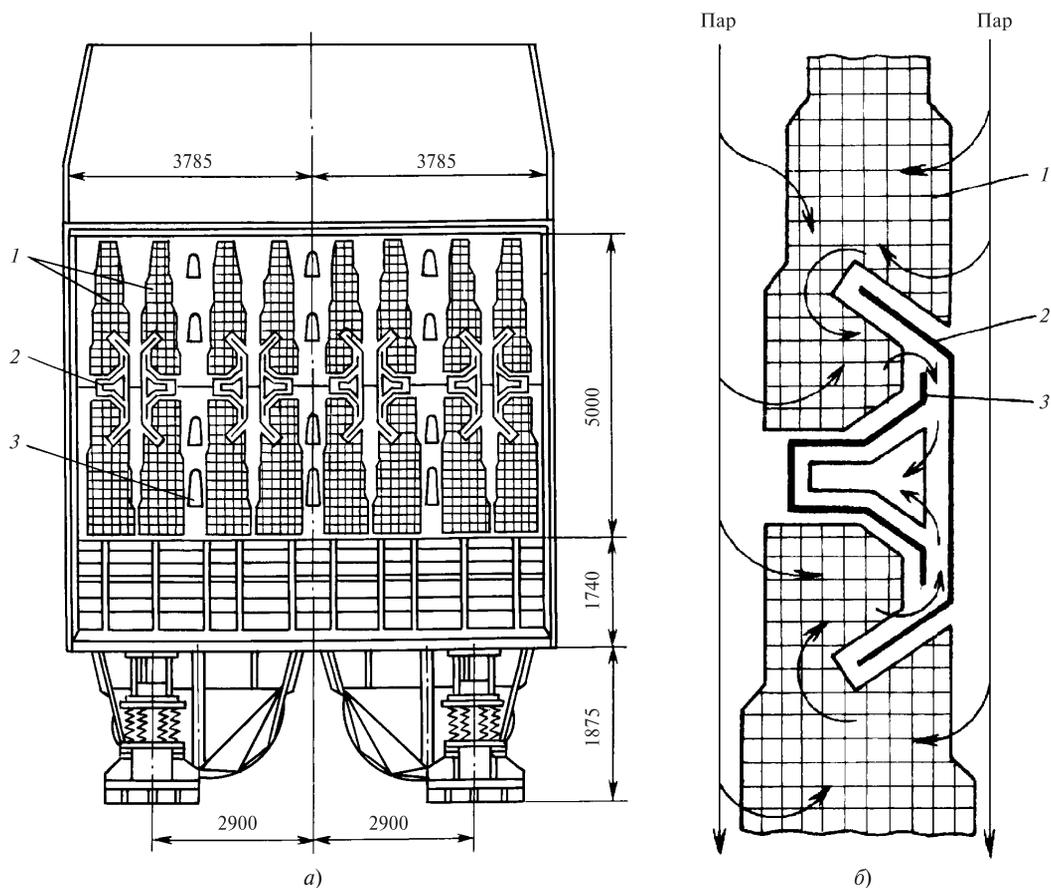


Рис. 8.9. Трубный пучок конденсатора модульной конструкции:

а — общий вид; б — зона отсоса паровоздушной смеси

кой, а при использовании титана — сваркой. В целях предотвращения опасной для прочности трубок вибрации и предупреждения их провисания устанавливают промежуточные трубные доски (перегородки). Трубные доски и перегородки крепят к корпусу конденсатора с помощью сварки.

Рассмотрим конструкцию конденсатора поверхностного типа на примере изображенного на рис. 8.10. Корпус конденсатора выполнен сварным из стальных листов. Снаружи и изнутри он имеет ребра жесткости. К корпусу приварены горловина, трубные доски и водяные камеры.

Корпус установлен на пружинных опорах и прикреплен к выходному патрубку турбины с помощью фланца горловины. Пружинные опоры разгружают турбину от усилий, вызванных весом конденсатора, а также обеспечивают свободное тепловое расширение выходного патрубка и конденсатора в вертикальном направлении.

Основной трубный пучок конденсатора имеет ленточную компоновку. Трубный пучок воздухоохладителя выполнен в виде коаксиальных цилиндров. Отсос паровоздушной смеси осуществляют через заднюю водяную камеру. Организация потоков паровоздушной смеси к воздухоохладителю выполнена с помощью паровых щитов, которые наряду со сливными трубками служат для промежуточного сбора конденсата и его отвода.

Охлаждающая вода в конденсатор подается двумя отдельными потоками (на рис. 8.10 показан один поток), что позволяет проводить чистку трубок отдельных потоков без остановок турбины. Конденсатор имеет сбросное устройство, обеспечивающее прием пара при пуске и резких сбросах нагрузки. В горловине конденсатора имеется полость, соединенная с отбором пара, используемым для подогрева конденсата.

На рис. 8.11 приведен общий вид одного из двух конденсаторов 800-КЦС-3 для турбины К-800-23,5 ЛМЗ, а на рис. 8.9 — его трубный пучок.

Конденсатор состоит из двух секций 2 и 6. Охлаждающая вода через два патрубка 10 входит в переднюю водяную камеру 1, из нее — в трубки первой секции 2 и затем в промежуточную камеру 4. Из последней вода поступает во вторую секцию 6, затем в заднюю водяную камеру 7 и через два выходных патрубка 8 удаляется в систему охлаждения циркуляционной воды. Таким образом, каждый из конденсаторов является одноходовым, однопоточным.

Конденсаторы установлены на пружинных опорах 9 таким образом, что угол наклона охлаждающих трубок к горизонту составляет  $3^{\circ}15'$ . Это интенсифицирует теплопередачу от конденсирующегося пара к охлаждающей воде и способствует созданию более низкого давления в конденсаторах. Промежуточная водяная камера имеет волнообразные ком-

пенсаторы для облегчения взаимных тепловых расширений отдельных секций.

Пар из каждого ЦНД (а в турбине К-800-23,5 их три) поступает через два патрубка 3 в переходной патрубок 5, а из него — на трубный пучок конденсатора. Он состоит из 19 625 трубок диаметром 28 мм с толщиной стенки 1 мм. Длина трубок в каждой секции 11 530 мм. Общая площадь поверхности конденсатора составляет  $41\,200\text{ м}^2$ .

В каждом из конденсаторов для дополнительного опирания трубок установлено по десять промежуточных перегородок с отверстиями (поз. 3 на рис. 8.9, а) для выравнивания давления пара. Паровые пространства обеих секций конденсатора в верхней и нижней частях связаны патрубками, поэтому давления в них одинаковы. Аналогичным образом связаны их конденсатосборники.

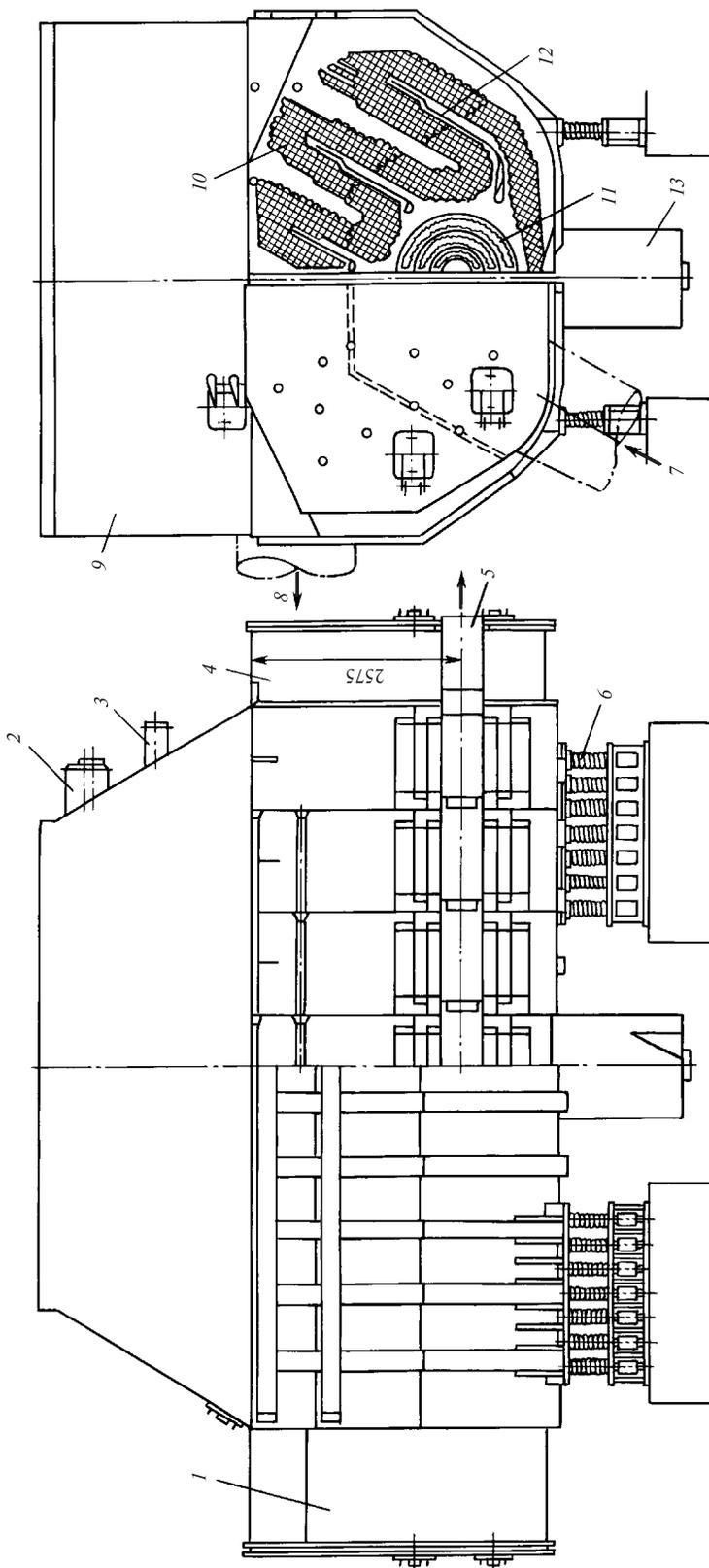
Для турбины К-800-23,5-5 конденсатор выполнен аналогичным образом, но с секционированием. На рис. 8.12, а показана схема трехсекционного конденсатора, а на рис. 8.12, б — нагрев охлаждающей воды в секциях и соответствующие температуры конденсации  $t_k$ .

Паровое пространство одноходового конденсатора разделено на три секции, между которыми установлены уплотненные перегородки. Охлаждающая вода, поступающая в первую секцию, постепенно нагревается (рис. 8.12, б) от температуры  $t_{1в}$  до температуры  $t'_{2в}$ , а поступающая во вторую секцию, — от  $t'_{2в}$  до  $t''_{2в}$ , в третью, — от  $t''_{2в}$  до  $t_{2в}$ .

Поэтому в первой секции температура охлаждающей воды оказывается самой низкой, а в третьей — самой высокой. Вследствие этого как температура насыщения, так и давление в каждой секции будут различными; в первой секции (по ходу охлаждающей воды) они будут минимальными, а в третьей — максимальными.

Если бы конденсатор состоял только из одной секции, то температура охлаждающей воды изменялась бы так, как показано на рис. 8.12, б штриховой линией. Поэтому при секционировании конденсатора условия передачи теплоты конденсации охлаждающей воде в первых двух секциях оказываются лучше, чем в односекционном конденсаторе, так как в этих секциях температура охлаждающей воды в среднем меньше, чем при односекционной конструкции. Наоборот, третья секция попадает в худшие условия: если бы конденсатор был односекционным, то передача теплоты охлаждающей воде происходила бы в среднем при более низкой температуре, чем в третьей секции трехсекционного конденсатора.

Таким образом, ЦНД, из которых пар выходит в первые две секции, вырабатывают большую мощность, а ЦНД, из которого пар поступает в третью



**Рис. 8.10. Конденсатор К-7520 ХТЗ:**

1, 4 — передняя и задняя водяные камеры; 2 — сбросное устройство; 3 — трубопровод отбора пара; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — воздушный пучок; 7, 8 — опора; 9 — подвод и отвод охлаждающей воды; 10 — горловина; 11 — трубный пучок; 12 — воздухоохладитель; 13 — паровой щит; 13 — конденсатосборник

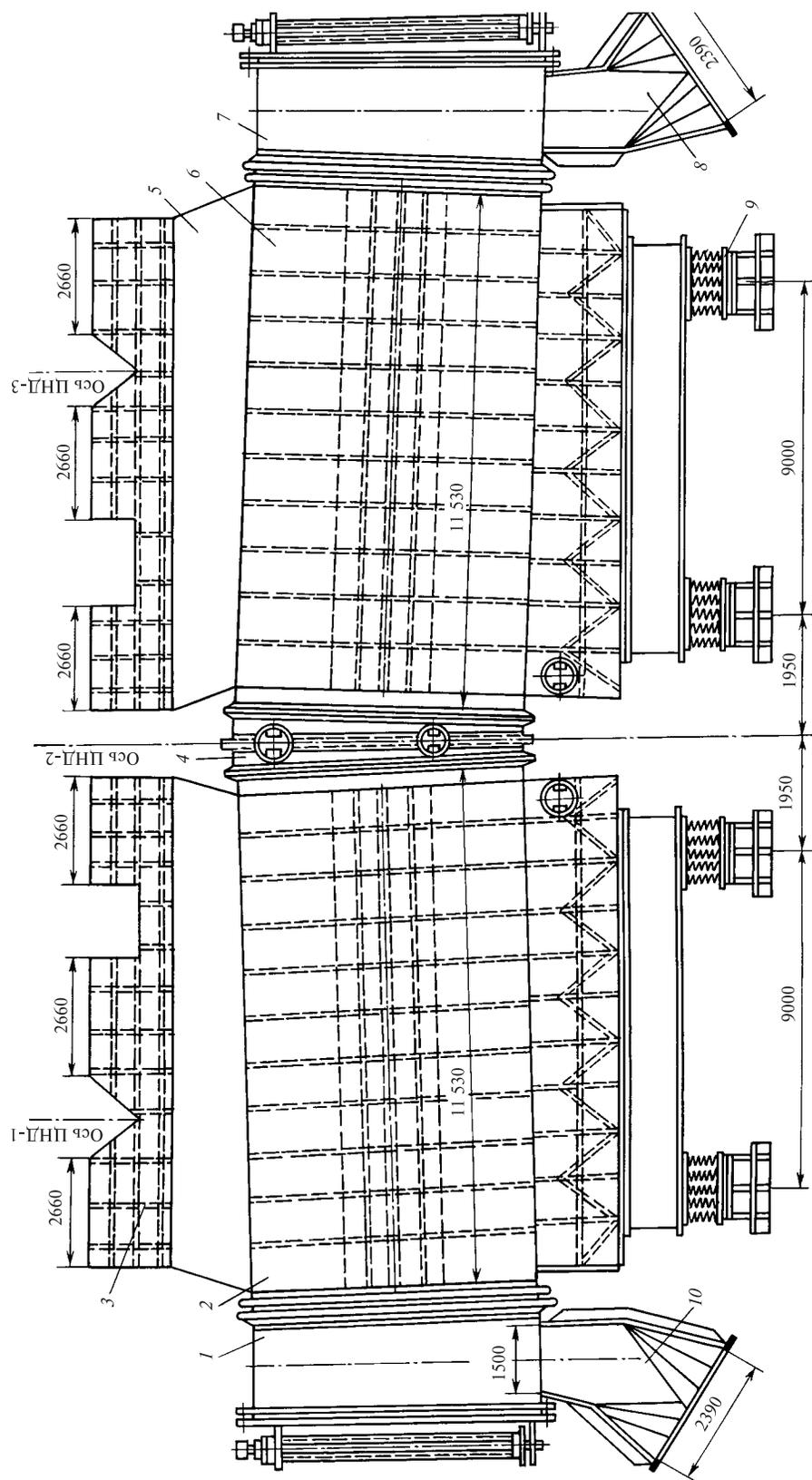
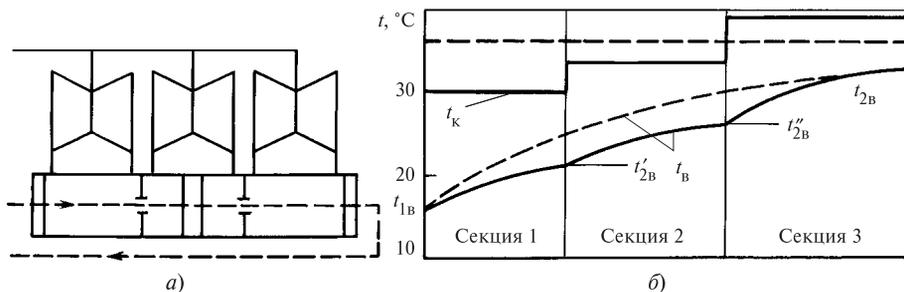


Рис. 8.11. Конденсатор 800-КЦС-3

Рис. 8.12. Схема трехсекционного конденсатора (а) и изменение в нем температур (б)



секцию,— меньшую мощность, чем каждый из ЦНД турбины с односекционным конденсатором. В целом выигрыш в мощности в первых двух секциях перекрывает проигрыш в третьей секции, и поэтому секционирование конденсатора оказывается выгодным.

При использовании секционных конденсаторов можно получить дополнительную выгоду, перепуская образующийся конденсат перед подачей его в систему регенерации из секций с низким давлением в секции с высоким давлением.

На рис. 8.13 показана конструкция конденсатора теплофикационной турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ. Конденсатор расположен поперек оси турбины, приварен к ее выходному патрубку и опирается дополнительно на пружинные опоры. Основные трубные пучки и пучки воздухоохладителя размещены симметрично относительно оси турбины, имеют треугольную разбивку и ленточную компоновку с использованием всех современных средств, обеспечивающих нормальную работу. По воде конденсатор выполнен двухходовым: циркуляционная вода поступает в водяные камеры, разделенные перегородкой, обеспечивающей подвод охлаждающей воды сначала в пучок воздухоохладителя и периферийные трубки основного пучка, а затем во внутренние трубки основного пучка.

Характерной особенностью конструкций конденсаторов теплофикационных турбин является установка в них специального *встроенного теплофикационного пучка*, служащего для нагрева обратной сетевой или подпиточной воды в отопительный период, когда в конденсатор пропускается малое количество пара.

Теплофикационный пучок имеет ленточную компоновку, расположен на оси конденсатора и имеет собственные водяные камеры, закрытые крышками. Крайние трубные доски являются общими для всех пучков (основного, воздухоохладителя и встроенного).

Конденсатор снабжен деаэрационным конденсатосборником, характерной особенностью которого является использование теплоты конденсата, поступающего из линии рециркуляции (при малых нагрузках турбины для поддержания уровня конденсата в конденсатосборнике во избежание срыва кон-

денсатных насосов часть конденсата постоянно возвращается в конденсатор по линии рециркуляции), и теплоты дренажей регенеративных подогревателей для подогрева конденсата до температуры насыщения. Это повышает экономичность турбоустановки и улучшает деаэрационные качества конденсатора.

В горловину конденсатора кроме пускосбросного устройства, патрубка подвода химически очищенной воды встроен подогреватель низкого давления.

Конденсаторы паровых турбин АЭС характеризуются большей площадью поверхности теплообмена по сравнению с аналогичной поверхностью конденсаторов турбин той же мощности, но установленных на ТЭС.

Например, суммарная площадь поверхности охлаждения конденсатора турбины К-500-6,4/50 ХТЗ составляет  $40\,500\text{ м}^2$ , а конденсатора турбины К-500-23,5 ХТЗ —  $23\,050\text{ м}^2$ . Однако увеличенная поверхность конденсаторов турбин АЭС при частоте вращения ротора  $n = 50\text{ с}^{-1}$  не создает значительных трудностей при их конструировании, так как габариты выхлопного патрубка ЦНД и число выхлопов турбин АЭС позволяют разместить такие конденсаторы при их подвальном расположении поперек оси турбины (турбоустановки типов К-220-4,3, К-500-6,4/50).

Для турбин АЭС с частотой вращения  $25\text{ с}^{-1}$  возможно использование как традиционных подвальных конденсаторов, так и боковых. Целесообразность использования боковых конденсаторов (рис. 8.14) в первую очередь вызвана большими размерами ЦНД, при которых резко увеличиваются силы и деформации от действия атмосферного давления и тепловые деформации от неравномерного нагрева. В этих условиях при традиционных конструкциях ЦНД и конденсаторов, горловины которых приварены к выходным патрубкам турбины, трудно создать рациональную конструкцию фундамента и тем самым обеспечить надежную работу турбины.

Гораздо проще решить эти задачи при использовании боковых конденсаторов 1, устанавливаемых на фундаменте рядом с турбиной. Боковые конденсаторы практически не имеют силовой связи с корпусом ЦНД, поэтому усилия, действующие

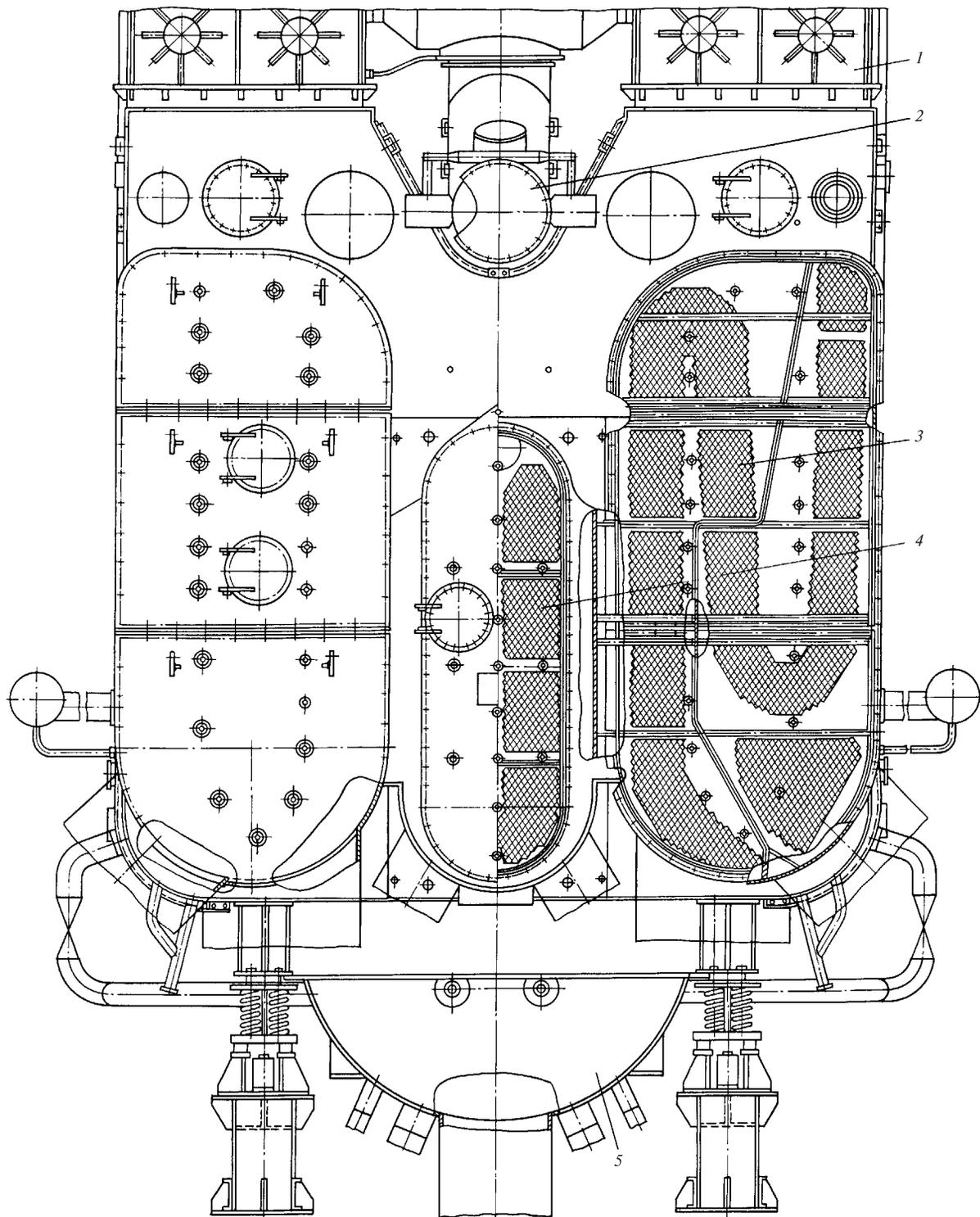


Рис. 8.13. Конденсатор турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — корпус ЦНД; 2 — встроенный ПНД; 3 — основной пучок; 4 — теплофикационный пучок; 5 — конденсатосборник

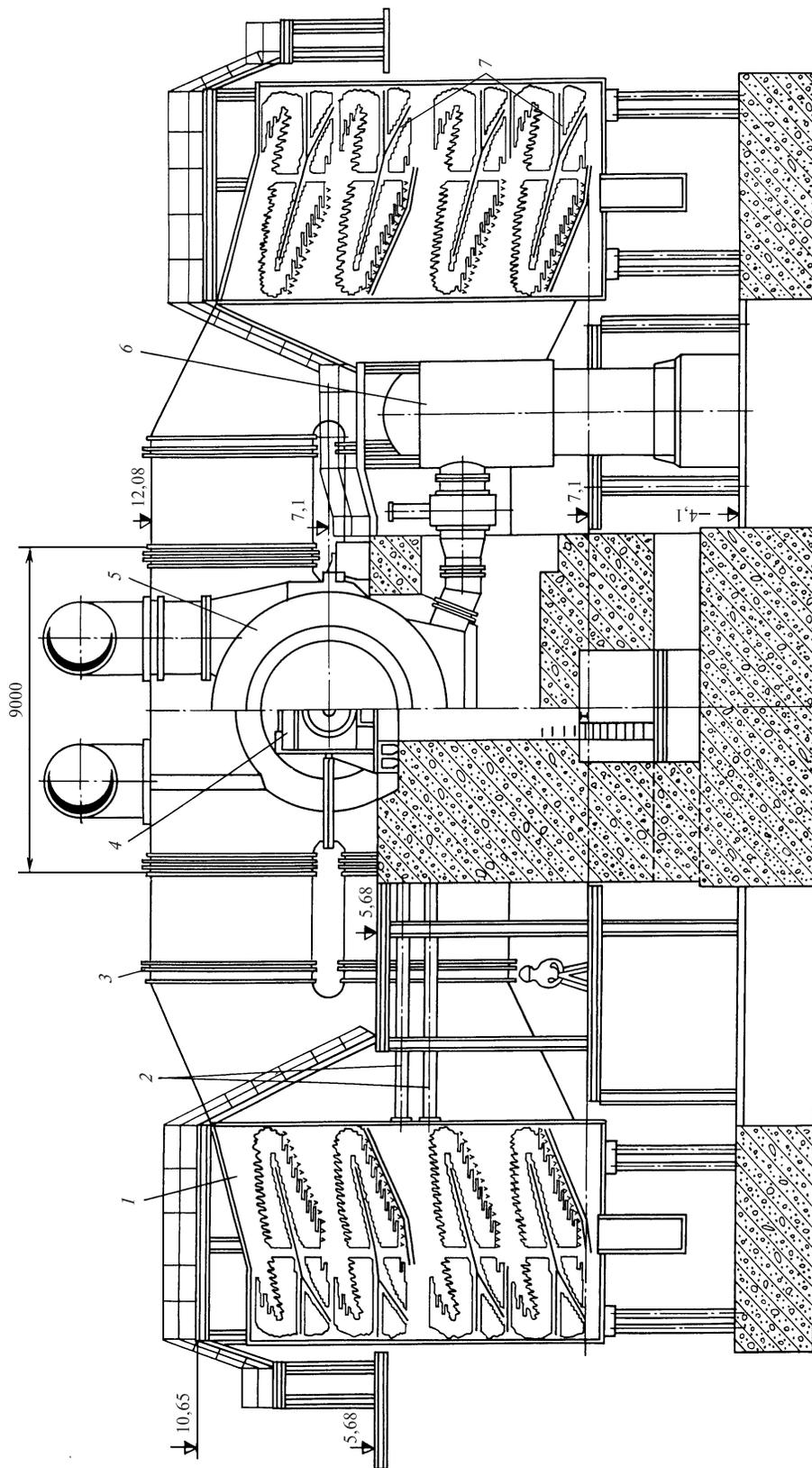


Рис. 8.14. Поперечный разрез турбины К-500-60/25 с боковыми конденсаторами:  
 1 — конденсатор; 2 — гибкие опоры; 3 — компенсаторы; 4 — корпус подшипника; 5 — корпус подшпунника; 6 — ПНД; 7 — воздухоохладители модулей

щие на последний, практически не зависят от вакуума в конденсаторе и заполнения его водой. Неуравновешенными при такой конструкции оказываются горизонтальные силы, действующие на боковые стенки конденсаторов. Они воспринимаются опорами 2 и передаются на мощный фундамент турбоагрегата. Опоры 2 выполнены гибкими в вертикальном направлении, что совместно с использованием компенсаторов 3 в переходных патрубках допускает независимые вертикальные перемещения конденсаторов и ЦНД.

Дополнительным преимуществом боковых конденсаторов является меньшая неравномерность параметров пара за последней ступенью, что повышает надежность работы лопаток; при этом создается высокая степень восстановления давления в переходных патрубках. Последние также использованы для размещения в них подогревателей низкого давления № 1 и 2.

Вместе с тем персонал, обслуживающий турбоустановку с боковыми конденсаторами, должен обращать особое внимание на повышенную опасность заброса воды из конденсатора в турбину при повышении в нем уровня конденсата (так как боковые конденсаторы расположены по отношению к турбине выше, чем подвальные), а также на необходимость поддержания хорошей плотности всех вакуумных соединений, которых в боковых конденсаторах больше, чем в подвальных.

Тепловые процессы, происходящие в конденсаторах турбин АЭС, работающих по двухконтурной схеме, такие же, как и в конденсаторах турбин, установленных на ТЭС. В связи с этим методики теплового и гидравлического расчетов таких конденсаторов, требования к технологии их изготовления, применяемые материалы такие же, как и для конденсаторов турбин ТЭС.

Конденсаторы турбин одноконтурных АЭС рассчитывают и конструируют с учетом радиоактивности пара и конденсата, повышенного содержания в паре неконденсирующихся газов в виде гремучей смеси, образующейся в реакторе в результате радиолиза воды. Предусматривают также дополнительные меры по обеспечению плотности соединений в местах крепления конденсаторных трубок в трубных досках.

## 8.6. ВОЗДУХООТСАСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления паровоздушной смеси из конденсатора и вакуумной системы и поддержания необходимого вакуума. В паротурбинных установках применяют следующие типы воздухоотсасывающих устройств: пароструйные и водоструйные эжекторы и воздушные насосы.

Принципиальная схема эжектора изображена на рис. 8.15. Рабочее тело (пар — в пароструйном эжекторе, вода — в водоструйном) подается под давлением в приемную камеру, откуда через сопло (или несколько сопел) с большой скоростью направляется в камеру смешения, соединенную с паровым пространством конденсатора. Струя рабочего тела (пара или воды), обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры в суживающуюся часть канала переменного сечения и далее поступает в диффузор, в котором происходит торможение потока и преобразование кинетической энергии в потенциальную. Вследствие этого давление на выходе из диффузора превышает давление во внешней среде и происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Самое широкое распространение в паротурбинных установках получили пароструйные эжекторы, которые выполняются одно-, двух- и трехступенчатыми. Одноступенчатые эжекторы создают разрежение до 0,073—0,08 МПа и применяются в качестве пусковых (для быстрого отсоса воздуха из конденсатора при пуске турбины). Двух- и трехступенчатые эжекторы создают более глубокое разрежение и применяются в качестве рабочих, обеспечивая устойчивую и надежную работу турбины при глубоком вакууме. В последних конструкциях пароструйных эжекторов имеются приборы для измерения количества отсасываемого воздуха, что позволяет контролировать воздушную плотность конденсатора.

Схема двухступенчатого пароструйного эжектора изображена на рис. 8.16. Отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь поступает в приемную камеру первой ступени эжектора и далее через диффузор направляется в холодильник, где происходит конденсация пара. Образовавшийся конденсат удаляется в конденсатор, а неконденсирующиеся газы с примесью пара попадают во вторую ступень эжектора. Через патрубок газы (выпар) из холодильника второй ступени удаляются в атмосферу, а конденсат перепускается в холодильник первой ступени (линия 9) и затем в конденсатор (линия 10).

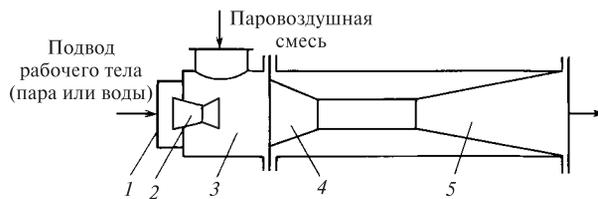


Рис. 8.15. Принципиальная схема эжектора:

1 — приемная камера; 2 — сопло; 3 — камера смешения; 4 — суживающаяся часть канала; 5 — диффузор

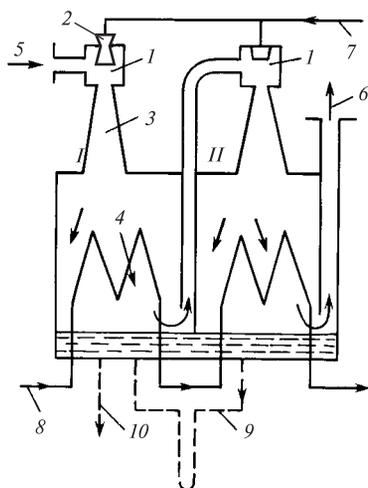


Рис. 8.16. Принципиальная схема двухступенчатого пароструйного эжектора:

*I, II* — первая и вторая ступени эжектора; *1* — камеры смешения; *2* — сопло; *3* — диффузор; *4* — холодильник; *5* — вход паровоздушной смеси; *6* — выход эжектора; *7* — подвод рабочего пара; *8* — вход охлаждающей воды; *9* — сброс дренажа; *10* — отвод дренажа в конденсатор

Рабочее тело в двухступенчатом эжекторе, изображенном на рис. 8.16, практически не теряется.

Основными причинами неудовлетворительной работы пароструйных эжекторов, приводящими к ухудшению вакуума в турбине, являются: малый расход рабочего пара из-за засорения сопл эжектора или падения давления рабочего пара; повышение температуры паровоздушной смеси из-за загрязнения холодильников эжекторов или уменьшения расхода воды через них; рециркуляция воздуха между ступенями эжектора и между первой ступенью эжектора и конденсатором при наличии неплотностей в перегородках между ступенями и другие факторы.

Аварийные случаи в работе пароструйных эжекторов связаны с их «запариванием» либо с «захлебыванием». «Запаривание» — это нарушение нормальной работы пароструйного эжектора, возникающее вследствие неполной конденсации пара в холодильниках эжекторов при недостаточном расходе через них конденсата. «Захлебывание» эжекторов — переполнение их охладителей конденсатом вследствие неудовлетворительной работы системы сброса конденсата в конденсатор.

Достаточно большое применение находят водоструйные эжекторы, рабочим телом в которых служит вода, отбираемая из напорного циркуляционного водовода в количестве 5—7%. Водяные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные. Однако отсасываемый пар и его теплота теряются.

## 8.7. ВОЗДУШНАЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТИ КОНДЕНСАТОРА

Воздушная плотность конденсатора характеризуется присосами воздуха в паровое пространство. Согласно Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей присосы воздуха, кг/ч, в диапазоне паровых нагрузок конденсатора 40—100 % не должны превышать значений, определяемых формулой

$$G_B = 8 + 0,065N,$$

где  $N$  — мощность турбины, МВт.

Присутствие воздуха в паровом пространстве конденсатора существенно ухудшает условия теплообмена между конденсирующимся паром и охлаждающей водой, приводит к росту парового сопротивления конденсатора, снижению температуры пара в нем и как следствие к переохлаждению конденсата. Значительные присосы воздуха могут вызвать перегрузки воздухоудаляющих устройств и ухудшение вакуума по этой причине, а также падение деаэрирующей способности конденсатора и повышение насыщения конденсата кислородом. Повышение содержания кислорода в питательной воде увеличивает коррозию элементов, входящих в водяной тракт от конденсатора до деаэратора. Кислородная коррозия конструкционных материалов питательного тракта помимо разрушения металла вызывает занос трубок котла и проточной части турбины оксидами железа, меди и другими соединениями. Особенно недопустимо проникновение воздуха в зону вакуумной системы, заполненной конденсатом. В этом случае даже минимальные присосы, намного меньшие нормированных, вызывают резкое повышение содержания кислорода в конденсате.

Гидравлическая плотность конденсатора характеризуется присосами охлаждающей воды. Практически определить расход присосов трудно, и поэтому о гидравлической плотности конденсатора судят по жесткости конденсата, которая не должна превышать 0,5 мкг-экв/кг для прямоточных котлов и энергоблоков АЭС и находиться в пределах от 10 до 1 мкг-экв/кг для котлов с естественной циркуляцией и давлением от 4 до 10 МПа.

Гидравлическая плотность конденсатора обеспечивается правильным выбором материала конденсаторных трубок и конструктивными решениями, исключающими возможность попадания циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора в местах разъемных соединений конденсатора, вальцовочных креплений трубок в трубных досках и в самих трубках, подверженных различным механическим, эрозийным и коррозийным повреждениям.

Наиболее опасны с точки зрения ухудшения гидравлической плотности механические повреждения трубок, так как повреждение даже одной трубки приводит к необходимости снижения нагрузки или в отдельных случаях к аварийной остановке турбины. Причинами механических повреждений трубок могут быть вибрационная усталость, эрозия периферийных трубок, эрозия трубок в местах подвода дренажей, некачественная вальцовка и истирание трубок в местах прохода их через промежуточные перегородки и др. Предотвращение поломок трубок от вибрации достигается за счет тщательной отстройки трубного пучка от резонанса и недопущения автоколебаний трубок. Для предотвращения эрозии иногда целесообразно в первом по ходу пара ряду пучков установить заглушенные трубки, которые гасили бы энергию капель. Целесообразно также первые ряды трубных пучков компоновать трубками из износостойких материалов, а также трубками с повышенной толщиной стенок.

Более частой причиной повреждения трубок является коррозия, которая может возникнуть вследствие воздействия коррозионно-активных примесей, содержащихся в охлаждающей воде. Радикальным средством борьбы с коррозией является правильный выбор материалов трубок в зависимости от качества охлаждающей воды. Так, если солесодержание охлаждающей воды невысокое, используют трубки из различных марок латуни, при большем содержании — из медноникелевых сплавов (МНЖ-5-1) и все шире, особенно для турбин АЭС, — из нержавеющей сталей. Для конденсаторов, работающих на морской воде, используют титановые сплавы.

Требования к гидравлической плотности конденсаторов вызывают необходимость уделять значительное внимание вопросам дополнительной герметизации вальцовочных соединений. Подсос сырой воды в паровое пространство конденсатора через неплотности вальцовочного соединения является постоянно действующим фактором, поскольку обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений затруднительно. Особенно сложно решается эта задача применительно к конденсаторам мощных турбин на сверхкритические параметры пара, поскольку требования к качеству конденсата в этих установках достаточно жесткие.

Наиболее часто в конденсаторах для предохранения конденсата от попадания в него охлаждающей воды через неплотности в местах вальцовочных соединений: 1) применяют двойные трубные доски (рис. 8.17, а); 2) создают «солёные» отсеки в паровом пространстве конденсатора (рис. 8.17, б); 3) увеличивают толщину основных трубных досок; 4) наносят уплотняющие покрытия на трубные доски и выступающие концы конденсаторных трубок со стороны водяных камер; 5) выполняют отверстия в трубных досках с кольцевыми или винтообразными канавками; обваривают выступающие концы трубок со стороны трубных досок и т.д.

В первом случае (рис. 8.17, а) в пространство, создаваемое двойными трубными досками, подается конденсат с давлением, превышающим давление охлаждающей воды. Это усложняет конструкцию и затрудняет ремонт конденсатора, а конденсат, перетекающий в линию охлаждающей воды, безвозвратно теряется.

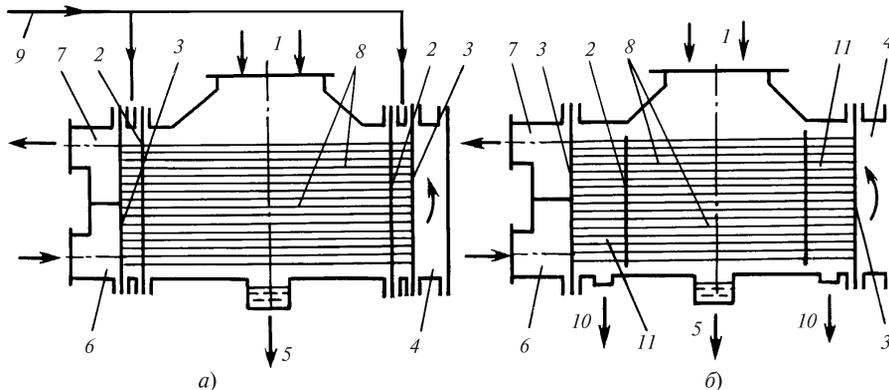
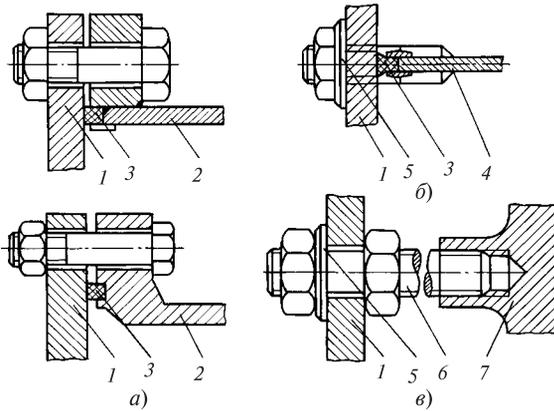


Рис. 8.17. Схема двухходового конденсатора с двойными трубными досками (а) и с «солёными» отсеками (б):

1 — вход пара; 2, 3 — дополнительная и основная трубные доски; 4 — поворотная камера охлаждающей воды; 5 — отвод основного конденсата; 6, 7 — входная и выходная камеры охлаждающей воды; 8 — конденсаторные трубки; 9 — подача конденсата или бессолённой воды из демпферного бака; 10 — отвод конденсата «солёных» отсеков; 11 — «солёные» отсеки

## 8.8. ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК



**Рис. 8.18. Уплотнения разъемных соединений конденсатора:**

*a* — уплотнение крышек водяных камер; *б* — то же разделительной перегородки; *в* — то же анкерного болта водяной камеры; *г* — крышка водяной камеры; 2 — стенка водяной камеры; 3 — уплотняющий резиновый шнур; 4 — перегородка; 5 — уплотняющая подмотка; 6 — анкерная шпилька; 7 — трубная доска

В схеме с «солеными» отсеками (рис. 8.17, *б*) циркуляционная вода, проникающая через неплотности вальцовочных соединений, попадает в отсек, образованный основной и дополнительной трубными досками, и удаляется дренажным насосом с некоторым количеством конденсата.

Устройство «соленых» отсеков дает возможность при возникновении течи в вальцовочных соединениях обеспечить работу агрегата до очередной его остановки без существенного ухудшения качества основной массы конденсата. Кроме того, по изменению концентрации солей в «соленом» отсеке можно судить о появлении весьма умеренных присосов, которые в обычных условиях не прослеживаются. В целях исключения попадания охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора через неплотности разъемных соединений производят их уплотнение (рис. 8.18).

Трубные доски и боковые стенки водяных камер приваривают к корпусу конденсатора. Крышки водяных камер, которые нецелесообразно крепить к стенкам водяных камер сваркой из-за необходимости доступа к трубным доскам, уплотняют резиновым прямоугольным шнуром (рис. 8.18, *а*) и большим количеством стягивающих болтов. Аналогичным образом уплотняют перегородки водяных камер (рис. 8.18, *б*) при организации нескольких ходов воды. На крышки водяных камер действуют большие усилия от давления охлаждающей воды. Для того чтобы не делать крышки толстыми, в водяных камерах устанавливают анкерные связи (рис. 8.18, *в*). На трубных досках выполнены приливы, в которые ввинчены анкерные шпильки. Для уплотнения отверстия в крышке служит специальная подмотка.

Основными эксплуатационными показателями, отражающими состояние конденсатора и его работу, являются давление в конденсаторе  $p_k$  и температурный напор на выходе  $\delta t$  при фактических расходе пара в конденсатор  $G_k$ , расходе охлаждающей воды  $W$  и ее температуре  $t_{1в}$ . С помощью обобщения результатов испытаний конденсаторов конкретного типа, проводимых специализированными организациями, получают *нормативные энергетические характеристики* конденсатора в виде зависимостей

$p_k^H = f(G_k, t_{1в})$  и  $\delta t^H = f(G_k, t_{1в})$  для нескольких расходов охлаждающей воды (обычно номинального  $W_{ном}$ ,  $0,7W_{ном}$  и  $1,3W_{ном}$ ). Примеры таких характеристик представлены на рис. 8.19 и 8.20. Путем интерполяции нормативных характеристик при заданных условиях эксплуатации ( $W$ ,  $G_k$  и  $t_{1в}$ )

можно найти нормативные значения  $p_k^H$  и  $\delta t^H$ .

С помощью  $p_k$ ,  $p_k^H$  и сетки поправок на вакуум (рис. 8.21) можно оценить потерю мощности турбины вследствие повышения давления в конденсаторе.

Увеличение  $\delta t$  по отношению к нормативному значению  $\delta t^H$  свидетельствует об ухудшении условий теплообмена в конденсаторе, что может быть вызвано увеличением присосов воздуха в вакуумную систему, ухудшением работы воздухоотсасывающих устройств, загрязнением поверхности охлаждения конденсатора и другими причинами.

Кроме того, для эксплуатационного контроля и анализа работы конденсационной установки измеряют ряд других параметров: температуру и давление охлаждающей воды на входе в конденсатор и выходе из него, нагрузку конденсатора, температуру конденсата на выходе, давление перед соплами эжектора, солесодержание конденсата и др.

При эксплуатации в первую очередь должна обеспечиваться чистота теплообменных поверхностей. Наиболее эффективным способом поддержания чистоты трубок является использование *эластичных шариков* из пористой резины, диаметр которых больше внутреннего диаметра трубок на 1—2 мм. Шарик подается во входную камеру конденсатора и движется по трубкам под действием разности давлений во входной и выходной водяных камерах. *Шарики выполняют профилактические функции — они не дают осесть отложениям на внутренних*

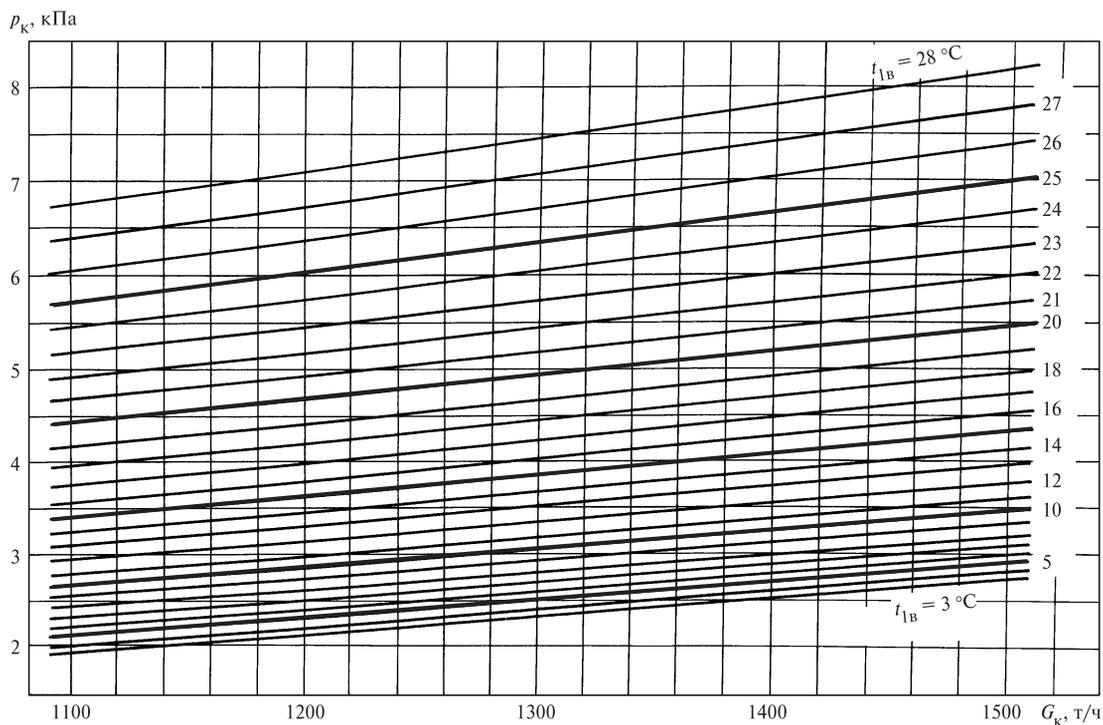


Рис. 8.19. Зависимость давления в конденсаторе 800КЦС-3 от расхода пара и температуры охлаждающей воды для номинального расхода воды  $W_{ном} = 73\ 000$  т/ч

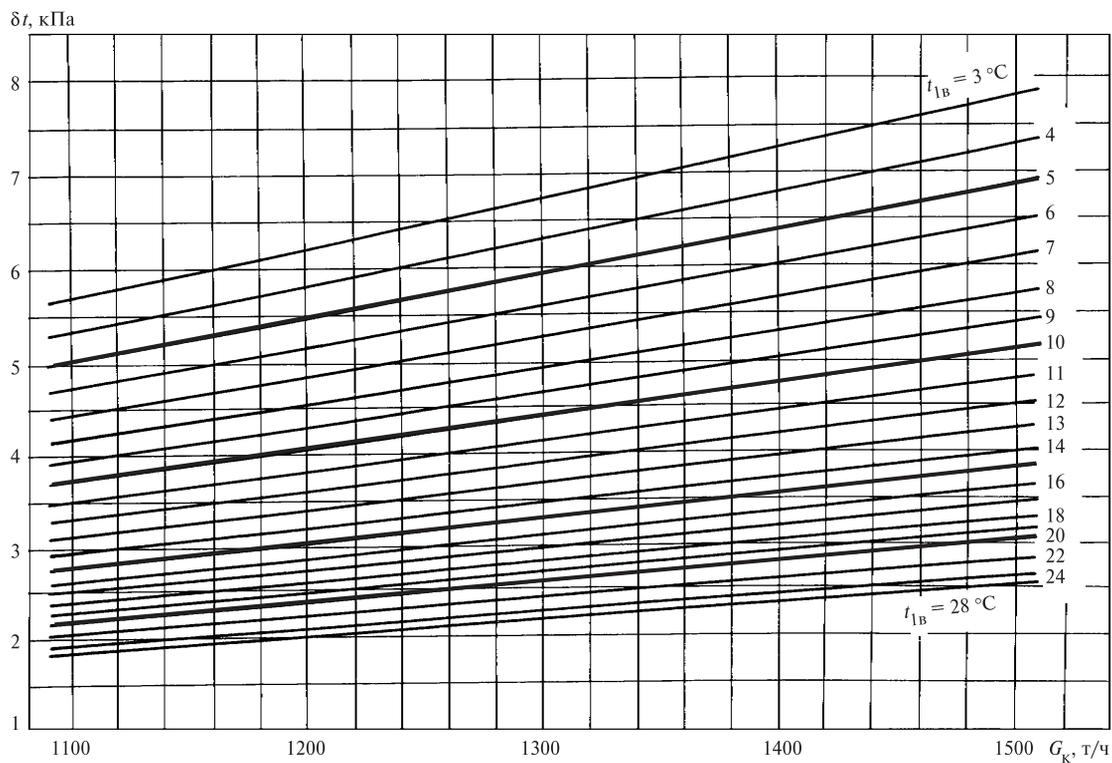


Рис. 8.20. Зависимость температурного напора в конденсаторе 800КЦС-3 от расхода пара и температуры охлаждающей воды при изменении расхода воды в пределах  $(0,9 \dots 1,1)W_{ном} = 65\ 000 \dots 80\ 000$  т/ч

$\Delta N$ , кВт

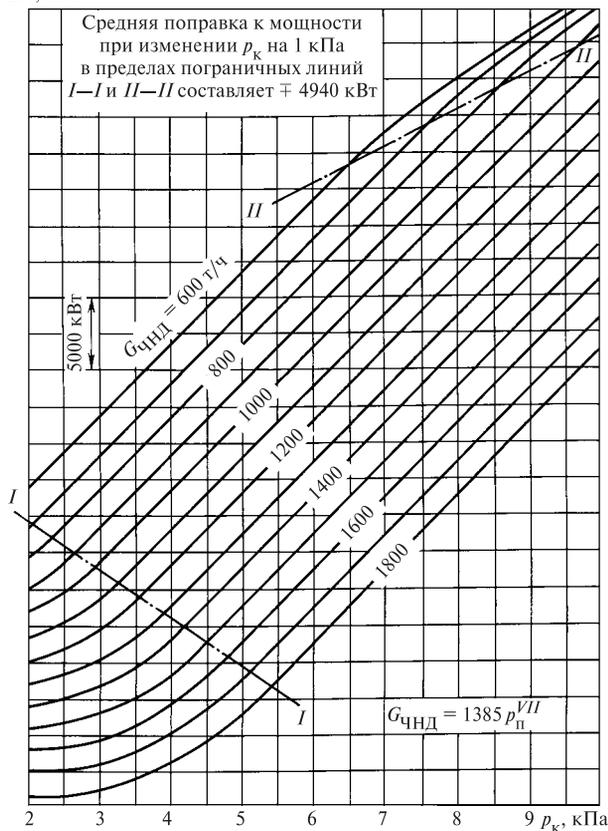


Рис. 8.21. Сетка поправок к мощности турбины на вакуум для конденсатора 800КЦС-3 (расход пара в ЧНД определяется по его давлению в седьмом отборе)

поверхностях трубок. Использование непрерывной шариковой очистки дает целый ряд преимуществ:

поддерживается чистота трубок и, следовательно, высокий коэффициент теплопередачи, что

позволяет снизить удельный расход теплоты на турбоустановку в разрезе года на 1—2 %;

повышается долговечность конденсаторных трубок, так как исключается язвенная подшламовая коррозия, протекающая под отложениями. Тем самым предотвращаются присосы охлаждающей воды в питательный тракт, что повышает надежность работы энергоблока в целом;

исключаются механические чистки, приводящие к повреждению защитного оксидного слоя на внутренних поверхностях трубок и снижению их долговечности;

исключаются термические сушки, приводящие к нарушению вальцовки трубок в трубных досках и росту присосов сырой воды в питательный тракт;

исключаются химические промывки, использование которых вызывает серьезные экологические проблемы.

Схема системы для поддержания чистоты конденсатора показана на рис. 8.22. Охлаждающая вода циркуляционным насосом подается к очистительному фильтру, не допускающему попадания механических загрязнений в водяные камеры и в трубную систему конденсатора, что, кроме всего прочего, нарушает нормальную циркуляцию шариков и их сохранность. Фильтр представляет собой проволочную сетку с размерами ячейки примерно  $5 \times 5$  мм, установленную на колесе, которое уплотнено по периферии и периодически может медленно вращаться электродвигателем через редуктор.

Фильтр выполнен самоочищающимся. При нормальной работе колесо фильтра не вращается, а сетка задерживает механические загрязнения. При заносе сетки и увеличении ее гидравлического сопротивления контактный дифманометр, измеряющий разность давлений до и после сетки, включает двигатель вращения колеса и обеспечивает подачу

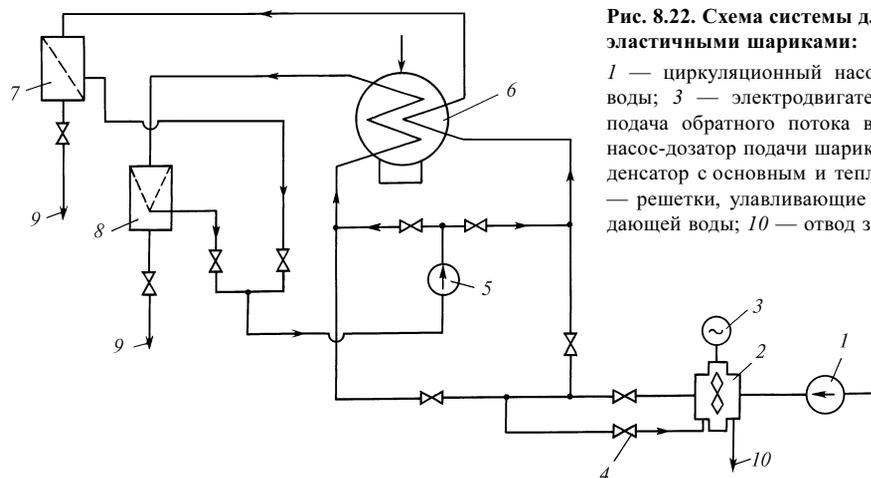


Рис. 8.22. Схема системы для поддержания чистоты конденсатора эластичными шариками:

1 — циркуляционный насос; 2 — фильтр очистки охлаждающей воды; 3 — электродвигатель, вращающий колесо фильтра; 4 — подача обратного потока воды для очистки сетки фильтра; 5 — насос-дозатор подачи шариков в циркуляционную систему; 6 — конденсатор с основным и теплофикационным трубными пучками; 7, 8 — решетки, улавливающие шарики; 9 — в сливные каналы охлаждающей воды; 10 — отвод загрязнений

отмывочной воды, поступающей в направлении, обратном основному потоку охлаждающей воды. За один-два оборота колеса происходит смыв загрязнений, гидравлическое сопротивление фильтра снижается, и колесо останавливается. Таким образом, отмывка фильтра происходит автоматически.

Очищенная охлаждающая вода поступает в напорный водовод, в который специальным насосом строго дозированно подаются очищающие шарики. Они попадают в трубные пучки конденсатора и не дают осесть отложениям. Шарики, покидающие конденсатор, улавливаются с помощью специальных решеток и направляются к насосу-дозатору. Тем самым осуществляется непрерывная циркуляция очищающих шариков и поддерживается чистой внутренняя поверхность трубок конденсатора.

При эксплуатации конденсационной установки должны проводиться:

контроль за чистотой поверхности охлаждения и трубных досок конденсатора;

профилактические мероприятия по предотвращению загрязнения конденсатора для поддержания нормативного температурного напора;

периодические чистки конденсатора при увеличении давления в нем на 0,5 % по сравнению с нормативным значением;

контроль за расходом охлаждающей воды на конденсатор и поддержание его в соответствии с температурой охлаждающей воды и нагрузкой;

периодическая проверка плотности вакуумной системы и ее уплотнение;

контроль за гидравлической плотностью конденсатора путем химических анализов конденсата;

контроль за содержанием кислорода в конденсате после конденсатных насосов.

## РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН

## 9.1. ПАРОВАЯ ТУРБИНА КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

В подавляющем большинстве случаев паровые турбины в энергетике используются в качестве первичных двигателей для привода синхронных электрических генераторов. Так как вырабатываемая электрическая энергия нигде в энергосистеме не аккумулируется, то ее производство в любой момент времени должно соответствовать потреблению. Критерием этого соответствия является постоянство частоты сети — параметра, значение которого в установившемся режиме одинаково для любой точки энергосистемы. Номинальное значение частоты сети в России равно 50 Гц и должно поддерживаться с высокой точностью.

Частота переменного тока  $f$  определяется частотой вращения  $n$  приводимого турбиной синхронного генератора и связана с ней соотношением

$$f = pn, \quad (9.1)$$

где  $p$  — число пар полюсов генератора.

При  $p = 1$  частоте  $f = 50$  Гц соответствует  $n = 50 \text{ с}^{-1}$  (3000 об/мин). Генераторы, приводимые во вращение тихоходными турбинами АЭС с  $n = 25 \text{ с}^{-1}$ , имеют две пары полюсов, для них  $p = 2$ .

Требование постоянства частоты определяет одну из основных задач регулирования турбины: сохранение частоты вращения ротора турбогенератора и, следовательно, турбины постоянной и близкой к номинальной, несмотря на изменения нагрузки.

Если турбина предназначена для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии (так называемые теплофикационные турбины), то наряду с поддержанием постоянной частоты вращения ротора турбины ставятся дополнительные условия сохранения неизменными давлений в камерах регулируемых отборов или за турбиной при изменениях тепловой нагрузки.

Для выполнения этих и ряда других задач, которые будут рассмотрены в дальнейшем, паровые турбины снабжаются системами автоматического регулирования.

Рассмотрим некоторые свойства турбины как объекта регулирования. На рис. 9.1 представлены кривые изменения крутящего момента  $M_T$ , развиваемого паром, расширяющимся в турбине (кривая 1),

и тормозящего момента сопротивления на валу генератора  $M_G$  (кривая 2). Моментная характеристика турбины построена для постоянного расхода пара, что при неизменных параметрах пара соответствует определенному открытию регулирующих клапанов.

Установившемуся режиму работы, при котором  $M_T = M_G$ , соответствует пересечение моментных характеристик в точке  $a$  при частоте вращения  $n_a$ . При изменении нагрузки электрической сети, например при отключении некоторых потребителей, характеристика генератора сместится в положение, определяемое кривой 3. Если параметры пара и положение регулирующих клапанов турбины останутся неизменными, то новый стационарный режим работы турбоагрегата будет достигнут в точке  $b$ . Таким образом, турбина и генератор могут переходить от одного устойчивого режима работы к другому без какого-либо воздействия на них за счет одного лишь саморегулирования. Саморегулирование определяется тем, что в точке пересечения моментных характеристик  $\partial M_T / \partial n < 0$ , а  $\partial M_G / \partial n > 0$ .

При отсутствии автоматического регулирования все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата соответствуют линии 1, которая является в этом случае его статической характеристикой. Следует, однако, заметить, что возникающие в процессе саморегулирования изменения частоты вращения недопустимо велики в отношении как качества отпускаемой электриче-

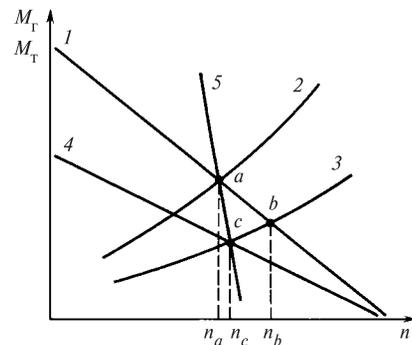


Рис. 9.1. Моментные характеристики турбины (1 и 4) и генератора (2 и 3), статическая характеристика турбоагрегата (5)

ской энергии, так и надежности турбины и генератора. Возникает, следовательно, необходимость управлять турбиной таким образом, чтобы частота вращения ротора оставалась постоянной или изменялась в заданных узких пределах.

При нарушении установившегося режима работы угловое движение валопровода турбоагрегата описывается уравнением

$$J d\omega/d\tau = M_T - M_G, \quad (9.2)$$

где  $J$  — суммарный момент инерции валопровода,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $d\omega/d\tau$  — угловое ускорение валопровода,  $\text{с}^{-2}$ .

Из уравнения (9.2) следует, что восстановление установившегося режима возможно только при изменении одного из моментов  $M_T$  или  $M_G$ . Воздействие на удаленных и рассредоточенных потребителей электрической энергии с целью изменения их мощности, конечно, невозможно, если не считать частотную разгрузку в энергосистеме. Поэтому для паровых турбин остается единственный способ регулирования — воздействие на момент, развиваемый паром на рабочих лопатках. Иными словами, при изменении нагрузки сети и смещении моментной характеристики генератора следует также сместить и моментную характеристику турбины (рис. 9.1, кривая 4) изменением расхода пара. Новый равновесный режим работы будет достигнут в точке  $c$  при частоте вращения  $n_c$ , лишь незначительно превышающей  $n_a$ .

Все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата при совместном изменении характеристик турбины и генератора определяются линией 5, которая является *статической характеристикой управляемого турбоагрегата*.

Допуская некоторое небольшое отклонение частоты вращения от заданного значения, можно использовать его в качестве командного импульса для автоматического управления турбиной. На этом фундаментальном принципе управления по отклонению построены все без исключения системы регулирования частоты вращения турбин. Для повышения быстродействия в них могут быть использованы дополнительные импульсы по угловому ускорению  $d\omega/d\tau$  или по нагрузке (возмущению).

## 9.2. ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрим принципиальную схему регулирования турбины с центробежным регулятором частоты вращения, представленную на рис. 9.2. С ростом частоты вращения  $n$  центробежные силы грузов 5 увеличиваются, муфта (точка  $A$ ) регулятора 1 поднимается, сжимая пружину  $b$  и поворачивая рычаг

$AB$  вокруг точки  $B$ . Соединенный с рычагом в точке  $C$  отсечной золотник 2 смещается из среднего положения вверх, за счет чего верхняя полость гидравлического сервомотора 3 сообщается с напорной линией, а нижняя — со сливной. Поршень сервомотора перемещается вниз, прикрывая регулирующий клапан 4 и уменьшая пропуск пара в турбину. Одновременно с помощью обратной связи (правый конец рычага  $AB$  связан со штоком поршня сервомотора) золотник возвращается в среднее положение, в результате чего стабилизируется переходный процесс и обеспечивается устойчивость регулирования. При снижении частоты вращения процесс регулирования протекает аналогично, но с увеличением пропуск пара в турбину.

Совокупность установившихся режимов работы турбины и положений органов ее системы регулирования изображается с помощью *развернутой статической характеристики регулирования* (рис. 9.3).

Зависимость перемещения муфты регулятора от частоты вращения  $x = f(n)$  в квадранте II диаграммы представляет собой статическую характеристику регулятора частоты вращения, полностью определяемую конструкцией последнего.

Так как на всех установившихся режимах работы отсечной золотник занимает одно и то же среднее положение, в котором он отсекает подвод масла из напорной линии к полостям сервомотора,

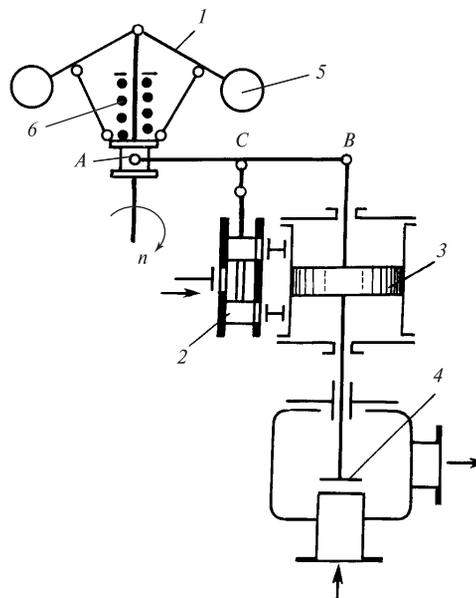


Рис. 9.2. Принципиальная схема регулирования с однократным усилением:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — отсечной золотник; 3 — сервомотор; 4 — регулирующий клапан; 5 — грузы регулятора; б — пружина регулятора

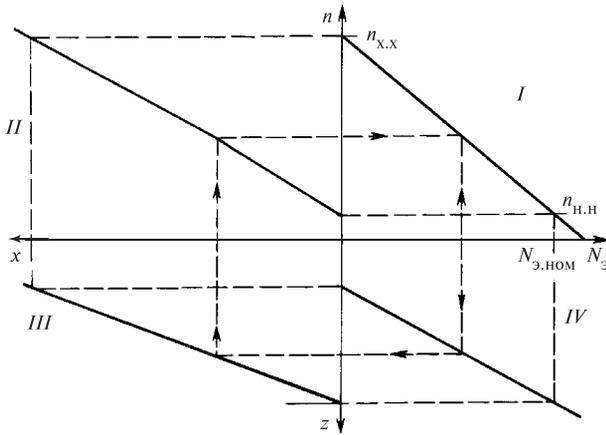


Рис. 9.3. Развернутая статическая характеристика регулирования

то положение точки  $C$  (рис. 9.2) оказывается неизменным, а зависимость хода сервомотора от перемещения муфты регулятора  $z = f(x)$  будет прямолинейной (квадрант III диаграммы).

Наконец, в квадранте IV дана зависимость вырабатываемой электрической мощности от хода сервомотора  $N_э = f(z)$ , определяемая при неизменных параметрах пара.

По характеристикам квадрантов II–IV диаграммы простым построением, показанным на рис. 9.3 штриховыми линиями, в квадранте I находим зависимость  $n = f(N_э)$ , связывающую регулируемый параметр — частоту вращения — с мощностью. Это и есть собственно *статическая характеристика регулирования частоты вращения*, имеющая важнейшее значение для работы турбины как в изолированной электрической сети, так и параллельно с другими агрегатами в общей энергосистеме.

Как следует из статической характеристики регулирования, при изменении мощности частота вращения не остается постоянной. Она несколько снижается с ростом мощности. При изменении нагрузки от номинальной до нуля (холостой ход) установившаяся (статическая) ошибка или неравномерность регулирования составляет  $n_{x,x} - n_{н,н}$ .

Наклон статической характеристики регулирования определяется отношением статической ошибки (неравномерности) к номинальной частоте вращения  $n_0$ , т.е. величиной

$$\delta = \frac{n_{x,x} - n_{н,н}}{n_0}, \quad (9.3)$$

называемой *степенью неравномерности (статизмом) регулирования частоты вращения турбины*. В соответствии с ГОСТ 24278—89 при номиналь-

ных параметрах пара  $\delta = 0,04 \dots 0,05$ . При меньших значениях степени неравномерности трудно обеспечить достаточную устойчивость регулирования, а при больших ее значениях ухудшается точность регулирования и возрастает динамическое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки. Тем не менее в современных электрогидравлических системах регулирования мощных паровых турбин имеется возможность оперативно изменять степень неравномерности регулирования в пределах  $\delta = 0,02 \dots 0,08$ .

Под рациональной статической характеристикой в настоящее время часто понимают характеристику, имеющую участки с разной крутизной, которая характеризуется *местной степенью неравномерности*

$$\delta_* = - \frac{dn}{dN_э} \frac{N_{э,ном}}{n_0}. \quad (9.4)$$

Повышенная местная неравномерность обычно выбирается при малых нагрузках в области холостого хода и при больших нагрузках, близких к номинальной (рис. 9.4). Но если при  $N_э \leq 0,15N_{э,ном}$  местная степень неравномерности не регламентируется, то при  $N_э \geq 0,9N_{э,ном}$  она не должна превышать среднего значения более чем в 3 раза. Кроме того, при работе на всех нагрузках должно быть обеспечено  $\delta_* \geq 0,02$ , что продиктовано необходимостью исключить очень пологие участки статической характеристики, на которых может быть потеряна устойчивость.

При построении развернутой статической характеристики принималось, что все ее зависимости являются однозначными. В реальных системах это не выполняется. Статические характеристики некоторых элементов и системы в целом, полученные при нагружении и разгрузке турбины, не совпадают (рис. 9.5), что свидетельствует о *нечувствительности регулирования*, характеризуемой *степенью нечувствительности* по частоте вращения  $\varepsilon_n = \Delta n / n_0$ .

Основной вклад в появление нечувствительности вносят силы трения в регуляторах старых конструкций, передаточных механизмах, золотниках,

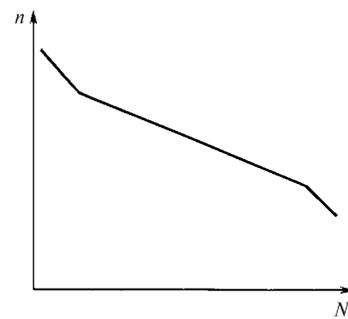
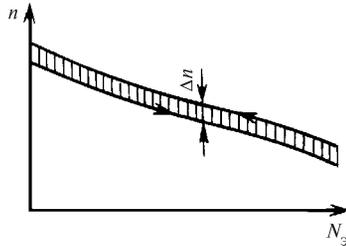


Рис. 9.4. Статическая характеристика регулирования с повышенной местной неравномерностью при малых и больших нагрузках

Рис. 9.5. Статическая характеристика регулирования при наличии нечувствительности



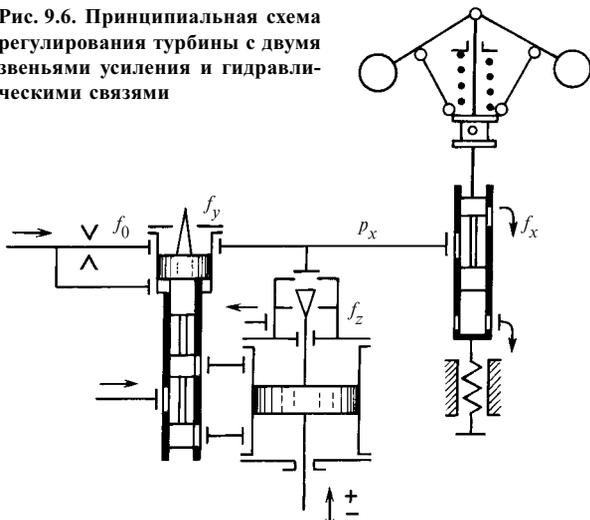
сервомоторах, регулирующих клапанах, люфты в шарнирных соединениях, перекрыши на окнах отсечных золотников.

С ростом нечувствительности процесс регулирования ухудшается, снижается его точность, возможно возникновение автоколебаний. Поскольку степень нечувствительности в значительной мере характеризует совершенство системы регулирования, она регламентируется ГОСТ 24278—89. Для турбин ТЭС мощностью свыше 150 МВт с гидравлическими системами регулирования степень нечувствительности не должна превышать 0,1%. В электрогидравлической системе регулирования с регулятором мощности должно быть обеспечено  $\varepsilon_n \leq 0,06\%$ .

Современная тенденция ужесточения требований по нечувствительности ставит перед конструкторами систем регулирования турбин непростую задачу. Одним из путей ее решения является практически полный отказ от механических связей в системе регулирования и замена их гидравлическими или электрическими.

В качестве примера на рис. 9.6 представлена принципиальная схема регулирования турбины с двумя звеньями усиления и гидравлическими связями.

Рис. 9.6. Принципиальная схема регулирования турбины с двумя звеньями усиления и гидравлическими связями



мотор первой ступени усиления выполнен как единое целое с отсечным золотником главного сервомотора, перемещающего регулирующие клапаны. Все прямые и обратные связи в системе регулирования выполнены гидравлическими.

Масло из напорной линии через дроссель постоянного сечения площадью  $f_0$  поступает в импульсную линию, откуда сливается через три параллельно включенных сечения, регулируемых золотником регулятора ( $f_x$ ), конусом самовыключения дифференциального сервомотора ( $f_y$ ) и конусом обратной связи главного сервомотора ( $f_z$ ). С ростом частоты вращения золотник регулятора увеличивает сливное сечение  $f_x$ . Давление в импульсной линии  $p_x$  падает, равновесие дифференциального сервомотора нарушается, и он перемещается вверх, конусом самовыключения уменьшая сливное сечение  $f_y$  и восстанавливая давление  $p_x$ . Вместе с дифференциальным сервомотором вверх смещается и отсечной золотник главного сервомотора. Сервомотор, прикрывая регулирующие клапаны, движется вниз до тех пор, пока его обратная связь, изменяющая сечение  $f_z$  и воздействующая через импульсную линию на дифференциальный сервомотор, не вернет отсечной золотник в среднее положение.

Из условия равновесия дифференциального сервомотора имеем  $p_x = \text{const}$ . В установившемся режиме работы, кроме того, и  $f_y = \text{const}$ , откуда следует, что  $f_x + f_z = \text{const}$ , или иначе  $\Delta f_x + \Delta f_z = 0$ , т.е. изменение сливного сечения, управляемого регулятором, компенсируется изменением сечения обратной связи главного сервомотора.

### 9.3. МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ ТУРБИНОЙ

Частота электрического тока в энергосистеме в соответствии с Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) должна непрерывно поддерживаться на уровне  $(50 \pm 0,2)$  Гц. Даже временно допускается отклонение частоты только в пределах  $\pm 0,4$  Гц. В то же время степень неравномерности регулирования частоты вращения составляет 4—5%, чему соответствует изменение частоты, равное 2—2,5 Гц, т.е. на порядок больше допустимого. Кроме того, в широких пределах приходится изменять частоту вращения турбогенератора на холостом ходу при синхронизации турбогенератора перед включением его в сеть, при испытаниях автомата безопасности турбины повышением частоты вращения ротора. Уже только поэтому ясно, что в системе регулирования турбины необходимо иметь устройство для изменения регулируемого параметра—частоты вращения—при работе турбины на холостом ходу и в изолированной сети. При работе в энергосистеме, когда

частота вращения турбины определяется частотой сети, поддерживаемой всеми параллельно работающими турбоагрегатами, это устройство, получившее название *механизм управления турбиной* (МУТ), дает возможность изменять ее мощность.

Одна из широко распространенных конструкций МУТ показана на рис. 9.6 и представляет собой механизм перемещения буксы золотника регулятора частоты вращения.

Рассмотрим воздействие МУТ на статические характеристики регулирования. Пусть некоторому установившемуся режиму работы турбины соответствуют точки 1 на развернутой статической характеристике регулирования (рис. 9.7). Сместим буксу золотника регулятора, например, вверх. Если турбина работала в изолированной сети, ее мощность, а значит, положение главного сервомотора и сечение слива обратной связи  $f_z$  останутся практически неизменными, т.е.  $\Delta f_z = 0$ . Но так как в этой схеме регулирования в статике выполняется условие  $\Delta f_x = -\Delta f_z$ , то должно быть  $\Delta f_x = 0$ . Таким образом, новый установившийся режим (точки 2 на статической характеристике) соответствует восстановлению взаимного положения золотника регулятора и его подвижной буксы, перемещаемой МУТ, что будет достигнуто при новой большей частоте вращения.

Если турбина работала в объединенной энергосистеме, это же воздействие МУТ приведет к возрастанию мощности турбины при неизменной частоте вращения (режим, соответствующий точкам 3), поскольку из условия  $\Delta f_z = -\Delta f_x$  следует, что уменьшенная площадь сечения слива  $f_x$  в регуляторе должна быть скомпенсирована равным по абсолютному значению увеличением площади сечения слива  $f_z$  обратной связи сервомотора при движении его в сторону открытия регулирующих клапанов.

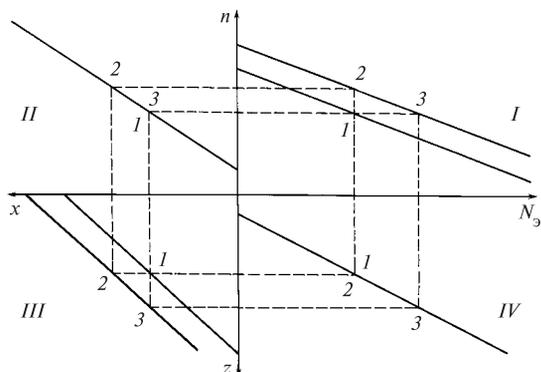


Рис. 9.7. Смещение статической характеристики регулирования в результате воздействия механизма управления турбиной

Таким образом, в обоих рассмотренных случаях воздействие МУТ приводит к смещению характеристики передаточного механизма (*III* квадрант), что, в свою очередь, вызывает смещение статической характеристики регулирования в *I* квадранте.

Как приспособление для изменения частоты вращения МУТ используется при выполнении ответственной операции — синхронизации генератора при включении его в энергосистему. С этим связано другое, в прошлом даже более распространенное наименование этого устройства — *синхронизатор*.

Предельные положения статической характеристики регулирования определяются техническими условиями, задающими минимальное значение частоты сети ( $n_{\text{мин}}$ ), при котором можно синхронизировать и включить генератор в энергосистему, и максимальное значение частоты ( $n_{\text{макс}}$ ), при котором можно нагрузить генератор до номинальной мощности (рис. 9.8). Если принять  $n_{\text{мин}} = 0,95n_0$  и  $n_{\text{макс}} = 1,01n_0$ , то при степени неравномерности  $\delta = 0,04$  диапазон изменения частоты вращения турбины на холостом ходу с помощью МУТ составит

$$\zeta = (n_2 - n_{\text{мин}})/n_0 = 0,10.$$

Возможность синхронизации генератора при пониженной частоте позволяет мобилизовать резервы активной мощности в энергосистеме при аварийном падении частоты. Возможность нагрузить турбину до номинальной мощности при повышенной частоте важна не столько для реализации этого режима работы, сколько для того, чтобы можно было принять максимально допустимую нагрузку при номинальной частоте или номинальную мощность при параметрах пара, отличающихся от расчетных (пониженных параметрах свежего пара, повышенном давлении в конденсаторе или противодавлении).

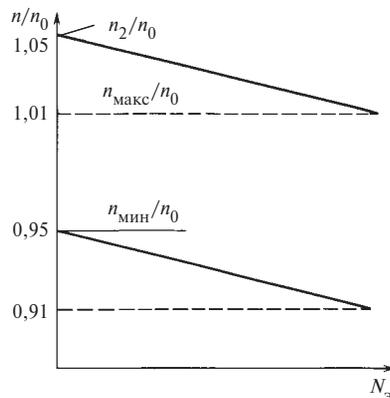


Рис. 9.8. Предельные положения статической характеристики регулирования

## 9.4. СТАТИЧЕСКОЕ И АСТАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Рассмотренные в § 9.2 принципиальные схемы регулирования обладают одним общим свойством: с их помощью осуществляется *статическое регулирование*. Это означает, что при работе турбины в изолированной сети изменение нагрузки приводит к отклонению частоты вращения в пределах неравномерности. Изменение регулируемого параметра можно свести к нулю смещением статической характеристики, воздействуя на МУТ (рис. 9.9). Механизм, который осуществляет эту операцию автоматически, называют *изодромным устройством* или просто *изодромом*. В схемах изодромного, или астатического, регулирования после завершения переходного процесса регулируемый параметр восстанавливает исходное значение.

Одна из возможных принципиальных схем изодромного регулирования представлена на рис. 9.10. Она получена из схемы, приведенной на рис. 9.2, изменением механизма обратной связи главного сервомотора со своим золотником: правый конец

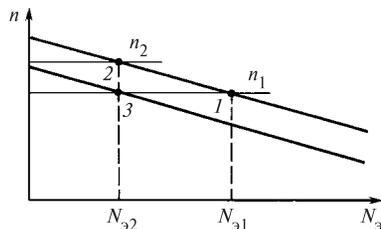


Рис. 9.9. Поддержание постоянного значения регулируемого параметра смещением статической характеристики

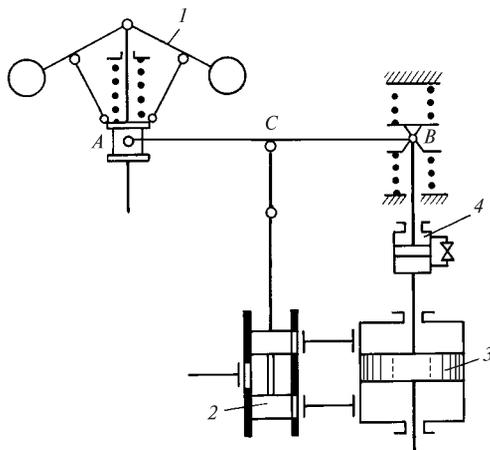


Рис. 9.10. Схема изодромного регулирования:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — отсечной золотник; 3 — сервомотор; 4 — катаракт

рычага  $AB$  теперь связан со штоком сервомотора не непосредственно, а через *катаракт*. Последний представляет собой цилиндр с поршнем, причем полости под поршнем и над ним соединены между собой линией, на которой установлен дроссель с малой площадью проходного сечения. Поршень катаракта соединен с правым концом рычага обратной связи, укрепленным между двумя пружинами, а цилиндр связан с поршнем главного сервомотора.

При полностью закрытом дросселе полости катаракта будут разобщены. Если пренебречь перетечками из одной полости в другую через зазор между поршнем и цилиндром, несжимаемость масла делает обратную связь жесткой и рассматриваемая схема ничем не будет отличаться от схемы, представленной на рис. 9.2.

Предположим, что дроссель частично открыт и представляет большое сопротивление перетоку масла из одной полости катаракта в другую. При работе турбины в изолированной сети уменьшение нагрузки потребителей приведет к росту частоты вращения. На первом этапе переходного процесса из-за большого гидравлического сопротивления дросселя обратная связь действует почти как жесткая. Поршень главного сервомотора, перемещаясь вниз вместе с катарактом, меняет натяжение пружин, равнодействующая усилий которых направлена в сторону, противоположную смещению поршня сервомотора.

Под действием пружин поршень катаракта начнет перемещаться в цилиндре, вытесняя масло из одной его полости в другую до тех пор, пока равнодействующая усилий обеих пружин не станет равной нулю. Если трение в катаракте пренебрежимо мало, точка  $B$  рычага вернется при этом в исходное положение. Так как на всех установившихся режимах отсечной золотник занимает среднее положение, то и вторая точка рычага  $AB$  — точка  $C$  — вернется в первоначальное положение, что возможно только в том случае, если в прежнее положение вернется муфта регулятора частоты вращения. Последнее означает, что частота вращения восстановится на исходном уровне с точностью, определяемой нечувствительностью регулирования.

Таким образом, на начальном этапе переходного процесса система регулирования с изодромным устройством действует как обычная система с жесткой обратной связью и со степенью неравномерности  $\delta_d$ , которую называют *временной* или *динамической*. Как показано на рис. 9.9, при изменении нагрузки от  $N_{э1}$  (точка 1) до  $N_{э2}$  (точка 2) частота вращения увеличится с  $n_1$  до  $n_2$ .

На втором этапе переходного процесса изодромное устройство небольшим дополнительным прикритием главного сервомотора постепенно снизит

частоту вращения с  $n_2$  до  $n_1$ . На рис. 9.9 этому соответствует постепенное смещение статической характеристики вниз до тех пор, пока она не пересечет линию  $n_1 = \text{const}$  при  $N_3 = N_{32}$  (точка 3). Так как на установившихся режимах работы обеспечивается  $n = n_1 = \text{const}$ , то степень неравномерности  $\delta_c$ , называемая *остаточной* или *статической*, у такой системы регулирования оказывается равной нулю.

Можно построить систему изодромного регулирования, которая будет иметь конечную степень статической неравномерности  $0 < \delta_c < \delta_d$ .

### 9.5. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

При параллельной работе турбогенераторов в общей электрической сети частота вращения всех агрегатов одинакова (при условии, что все они имеют одинаковую номинальную частоту вращения  $n_0$ ) и равна частоте электрического тока в сети, которая, в свою очередь, определяется совместной работой систем регулирования всех параллельно работающих турбин. При изменении нагрузки сети распределение ее между турбинами зависит от их статических характеристик.

Рассмотрим параллельную работу двух турбин с прямолинейными статическими характеристиками, представленными на рис. 9.11. Пусть частота вращения, одинаковая для обеих турбин, равна  $n$ , а их нагрузки соответственно  $N_3^I$  и  $N_3^{II}$ . Если нагрузка сети  $N_c = N_3^I + N_3^{II}$  возрастет на  $\Delta N_c$  и превысит генерируемую активную мощность, то разность мощностей будет покрываться за счет изменения кинетической энергии всех вращающихся машин, работающих в сети. Частота сети снизится на  $\Delta n$ , причем ее падение будет продолжаться до тех пор, пока все изменение нагрузки сети  $\Delta N_c$  не распределится между параллельно работающими турбинами:  $\Delta N_c = \Delta N_3^I + \Delta N_3^{II}$ . Принимая во внимание,

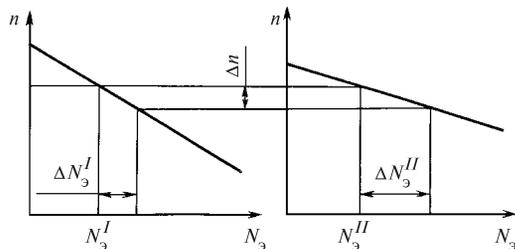


Рис. 9.11. Распределение изменений нагрузки между параллельно работающими турбинами

что для обеих турбин  $\Delta n$  одинаково, находим приращение мощности одной из турбин:

$$\Delta N_3^I = \Delta N_c / \left( 1 + \frac{N_{3,ном}^{II}}{N_{3,ном}^I} \frac{\delta^I}{\delta^{II}} \right). \quad (9.5)$$

Как следует из соотношения (9.5) и видно из рис. 9.11, колебания нагрузки сети сильнее отражаются на нагрузке той турбины, которая имеет более пологую статическую характеристику, т.е. меньшую степень неравномерности  $\delta$ .

Если при неизменной нагрузке сети воздействием на МУТ сместить характеристику одной из турбин вверх (рис. 9.12), то это вызовет повышение частоты вращения обеих турбин и перераспределение нагрузки сети между ними: нагрузка одной из турбин возрастет, а другой снизится. Повышение частоты сети  $\Delta f = \Delta n$  при любой форме статических характеристик найдется из условия  $\Delta N_3^I + \Delta N_3^{II} = 0$ .

Для того чтобы при перераспределении нагрузки между параллельно работающими турбинами частота сети оставалась неизменной, необходимо воздействием на механизмы управления обеих турбин сместить их характеристики в противоположных направлениях (рис. 9.13).

Как следует из (9.5), если для одной из турбин  $\delta^I = 0$  (астатическое регулирование частоты вра-

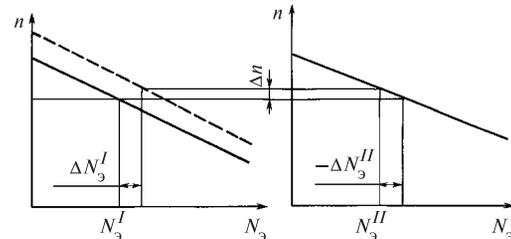


Рис. 9.12. Перераспределение нагрузки между параллельно работающими турбинами воздействием на МУТ одной из них

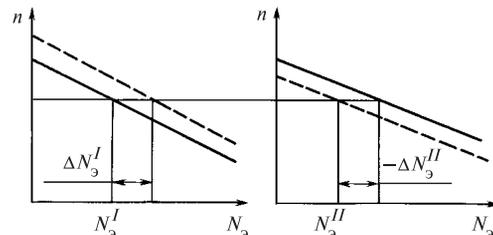


Рис. 9.13. Перераспределение нагрузки между параллельно работающими турбинами с сохранением неизменной частоты сети

щения), то  $\Delta N_3^I = \Delta N_c$ , т.е. все изменение нагрузки сети воспринимается этой турбиной, причем частота сети остается неизменной.

Если несколько турбин имеют астатические характеристики, то распределение нагрузки между ними будет неопределенным и возможны ее качания. Именно поэтому для параллельно работающих агрегатов применяется статическое регулирование.

Некоторая неопределенность в распределении нагрузок между параллельно работающими турбоагрегатами может быть обусловлена нечувствительностью их систем регулирования, так как при данной частоте в энергосистеме нагрузка турбины может устанавливаться произвольно в диапазоне

$$\Delta N_3 = \frac{N_{э.ном}}{\delta} \varepsilon_n. \quad (9.6)$$

Для турбины мощностью 500 МВт при  $\delta = 0,04$  и  $\varepsilon_n = 0,001$  неопределенность нагрузки составит  $\Delta N_3 = 12,5$  МВт.

Нечувствительность систем регулирования турбин приводит также к тому, что часть из них не участвует в регулировании частоты.

При параллельной работе не двух, а  $m$  турбин при изменении нагрузки сети  $\Delta N_c$  мощность произвольно выбранной турбины изменится на

$$\Delta N_3^I = \Delta N_c / \left( 1 + \sum_{i=2}^m \frac{N_{э.ном}^i}{N_{э.ном}^I} \frac{\delta^I}{\delta^i} \right). \quad (9.7)$$

Только участие всех параллельно работающих турбин в распределении между собой изменений нагрузки сети  $\Delta N_c$  сразу после их возникновения, т.е. участие в общем *первичном регулировании частоты сети*, обеспечивает небольшие отклонения частоты сети и в значительной степени надежность работы энергосистемы.

Стабильность частоты обеспечивается *нормированным первичным регулированием*, которое осуществляется электростанциями, выделенными для этой цели в энергосистемах. На них создается и постоянно поддерживается необходимый резерв мощности (нормальный и аварийный) на загрузку и разгрузку турбоагрегатов.

Нормальный резерв должен быть достаточен для удержания частоты в пределах  $(50 \pm 0,2)$  Гц, обусловленных нерегулярными колебаниями баланса мощности в ЕЭС.

Аварийный резерв создается в объеме, необходимом для сохранения частоты в диапазоне  $(50 \pm 0,4)$  Гц при наибольшем расчетном небалансе мощности, возникающем главным образом из-за аварийных отключений мощного энергетического

оборудования, линии электропередачи или крупного узла энергопотребления.

Оперативный персонал, технологическая автоматика энергоблока и режимы его работы не должны препятствовать первичному регулированию за исключением случаев неисправности оборудования, опасности его повреждения или аварийного останова.

Именно по этой причине ПТЭ допускается эксплуатация турбин с введенным *ограничителем мощности* только в тех исключительных случаях, когда это требуется из-за механического состояния оборудования. На рис. 9.14 показаны статические характеристики двух параллельно работающих турбин, на одной из которых введен ограничитель мощности, исключающий подъем регулирующих клапанов турбины выше установленного предела. Нетрудно видеть, что эта турбина не участвует в покрытии дефицита мощности в энергосистеме. Это представляет особую опасность при аварийном снижении частоты тока, но и при нормальных режимах работа многих турбин с введенными ограничителями мощности приводит к росту колебаний частоты в энергосистеме.

Поэтому нагрузка турбины должна быть ниже уставки ограничителя мощности не меньше чем на 5 %.

Для компенсации возникшего небаланса мощности, восстановления частоты и потраченных резервов первичного регулирования предназначено *вторичное регулирование частоты (режима)*. Действуя в более медленном темпе, чем первичное регулирование, оно обеспечивает астатическое (с нулевой ошибкой) поддержание частоты и обменной мощности.

Вторичное регулирование может осуществляться диспетчером или, как сейчас в ЕЭС, системой автоматического регулирования по частоте и перетокам мощности (АРЧМ).

Для восстановления потраченных резервов вторичного регулирования, возвращения в середину его диапазона и оптимизации режима ЕЭС оперативной коррекцией диспетчерских графиков применяется *третичное регулирование*. В качестве

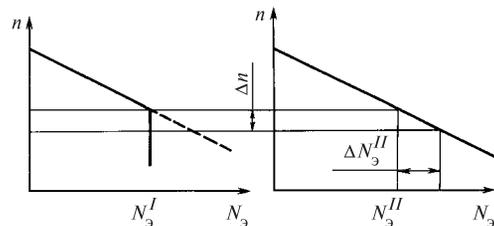


Рис. 9.14. Параллельная работа турбин при введенном ограничителе мощности на одной из них

резерва мощности третичного регулирования могут быть использованы:

- пуск—останов резервных гидроагрегатов ГЭС;
- пуск—останов, перевод в генераторный или насосный режим агрегатов ГАЭС;
- эпизодическая загрузка (разгрузка) газомазутных блоков ТЭС.

Согласованное действие первичного, вторичного и третичного регулирования обеспечивает поддержание нормальных условий эксплуатации ЕЭС.

## 9.6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Регулирование турбин с промежуточным перегревом пара рассмотрим на примере электрогидравлической системы регулирования турбины К-800-23,5-3 ЛМЗ. Следует отметить широкую унификацию систем регулирования выпускаемых заводом турбин сверхкритических параметров пара мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт, имеющих одни и те же датчики регулируемых величин, электрические и гидравлические усилители, маслонапорные станции и различающихся в основном объемами сервомоторов, перемещающих регулирующие и стопорные клапаны.

Будучи электрогидравлической, система регулирования состоит из электрической и гидравлической частей, взаимодействующих друг с другом. Регулирующие воздействия из электрической части системы передаются в ее гидравлическую часть через два входа:

- быстродействующий (электрогидравлический преобразователь);
- медленнодействующий (механизм управления турбиной).

Развитая *электрическая часть системы регулирования* (ЭЧСР), в которой формируется большинство управляющих воздействий, дала возможность улучшить статические и динамические характеристики турбины, в частности, повысить ее приемистость и надежность противоразгонной защиты, а также обеспечить участие турбины в противоаварийном управлении энергосистемы. Быстрота передачи импульса в электрической части системы, простота реализации практически любого закона регулирования, возможность включения логических устройств, компактность, простота резервирования, экономичность ЭЧСР, пожаробезопасность, достигнутая применением в *гидравлической части системы регулирования* (ГЧСР) в качестве рабочей жидкости огнестойкого синтетического масла, обусловили высокие достоинства системы регулирования.

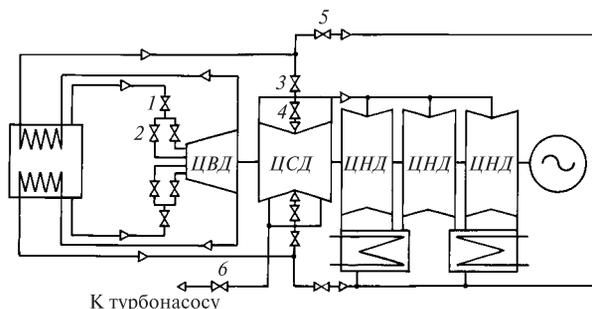


Рис. 9.15. Принципиальная схема парораспределения турбины К-800-23,5-3 ЛМЗ:

- 1 — стопорный клапан ЦВД; 2 — регулирующий клапан ЦВД; 3 — стопорный клапан ЦСД; 4 — регулирующий клапан ЦСД; 5 — сбросной клапан; 6 — стопорный клапан отбора

**Парораспределение турбины.** Принципиальная схема парораспределения турбины К-800-23,5-3 ЛМЗ представлена на рис. 9.15.

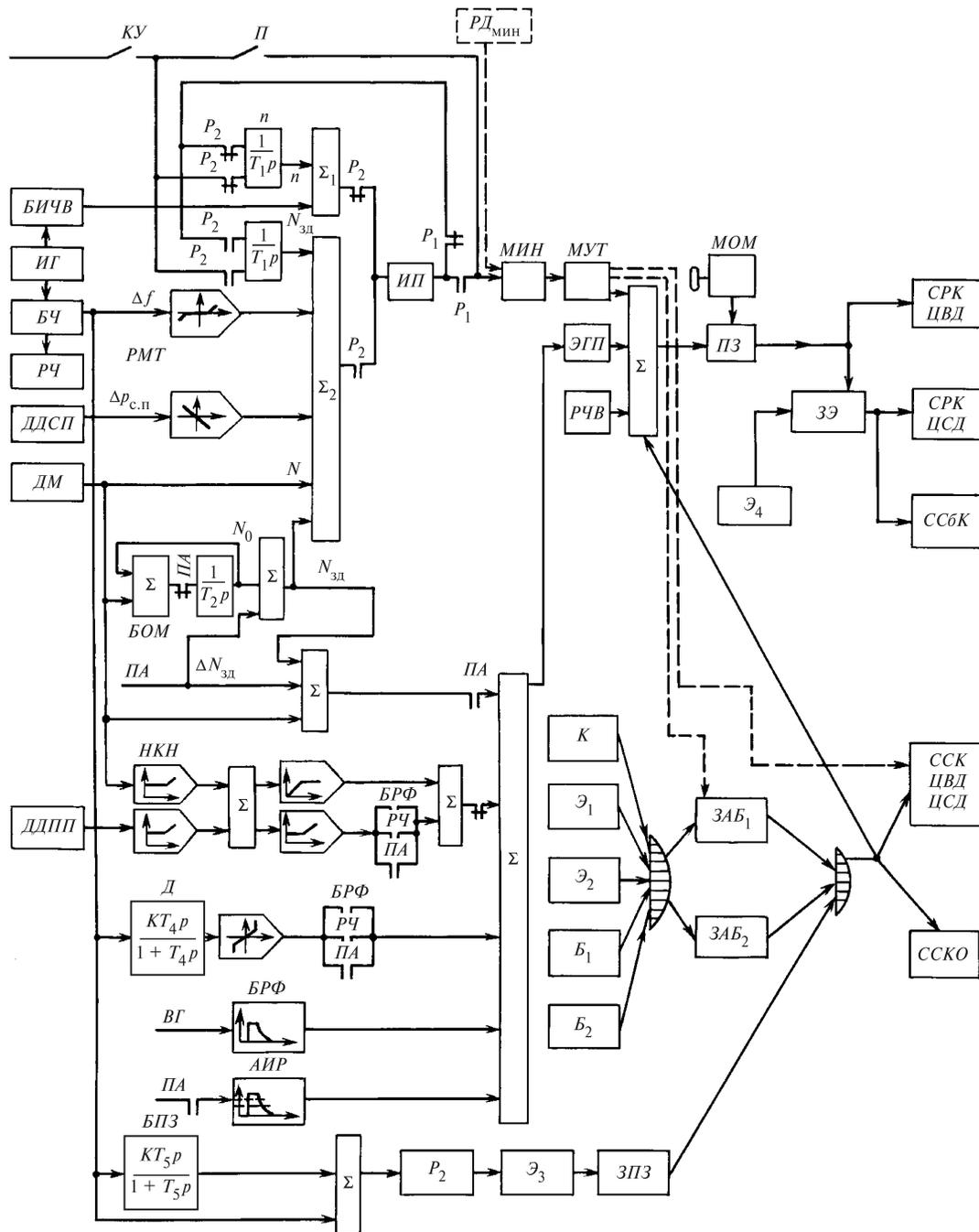
Свежий пар давлением 23,5 МПа и температурой 540 °С поступает из котла к двум блокам клапанов, каждый из которых включает стопорный и два регулирующих клапана. Требуемый вид статической характеристики обеспечивается при одновременном открытии первых двух регулирующих клапанов ЦВД, а затем третьего и четвертого.

После ЦВД пар направляется на промежуточный перегрев, откуда поступает к двум стопорным и четырем регулирующим клапанам ЦСД.

Для сокращения длительности беспарового режима ЦВД после сброса полной нагрузки, когда клапаны ЦВД полностью, а клапаны ЦСД почти полностью закрываются, установлены сбросные клапаны, которые направляют пар из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор.

Различное вспомогательное оборудование энергоблока (турбопитательные насосы, турбопривод воздуходувок котла, деаэраторы и др.) питается паром из общестанционных коллекторов, в которые он поступает из регенеративных отборов турбин и от специальных редуциционно-охлаждающих установок. При сбросе нагрузки с отключением генератора от сети пар от посторонних источников может попасть в турбину и разогнать ее до недопустимой частоты вращения. Для повышения надежности защиты турбины от разгона на трубопроводах от главной турбины к турбинам питательных насосов установлены кроме обратных также стопорные клапаны с гидравлическими сервомоторами, управляемыми системой защиты турбины.

**Электрическая часть системы регулирования.** ЭЧСР, представленная на блок-схеме системы регулирования и защиты турбины (рис. 9.16), включает ряд функциональных блоков, формирующих



**Рис. 9.16. Блок-схема системы регулирования и защиты турбины К-800-23,5-3 ЛМЗ:**

БИЧВ — блок измерения частоты вращения; ИГ — индукторный генератор; БЧ — блок частоты; РЧ — реле частоты; ДДСП — датчик давления свежего пара; ДМ — датчик мощности; ДДСП — датчик давления пара промежуточного перегрева; КУ — ключ управления; П — переключатель выбора режима управления; P — реле; РМТ — регулятор мощности турбины; БМ — быстродействующий ограничитель мощности; НКН — блок начальной коррекции неравномерности; Д — дифференциатор; БРФ — блок релейной форсировки; АИР — блок аварийной импульсной разгрузки; БПЗ — блок предварительной защиты; ПА — противоаварийная автоматика; ВГ — выключатель генератора; РД<sub>мин</sub> — защитный регулятор минимального давления; ИП — импульсный преобразователь; МИН — выделитель минимального сигнала; МУТ — механизм управления турбиной; ЭГП — электрогидравлический преобразователь; РЧВ — регулятор частоты вращения; К — кнопка отключения турбины; Э — электромагнитные выключатели; Б — бойки автомата безопасности; ЗАБ — золотники автомата безопасности; ЗПЗ — золотник предварительной защиты; МОМ — механический ограничитель мощности; ПЗ — промежуточный золотник; ЗЭ — золотник электромагнитного выключателя; СРК — сервомоторы регулирующих клапанов; ССК — сервомоторы стопорных клапанов; ССБК — сервомоторы сбросных клапанов; ССКО — сервомотор стопорного клапана отбора; Σ — сумматоры

основные управляющие сигналы и обеспечивающих требуемые статические и динамические характеристики системы регулирования.

При нагрузках, превышающих  $(0,3 \dots 0,35)N_{э,ном}$ , когда регулирование осуществляется только клапанами ЦВД, выполнение команд на изменение мощности турбины замедляется из-за инерции тракта промежуточного перегрева. Для ослабления отрицательного влияния промежуточного перегрева пара на приемистость турбины предназначен блок *начальной коррекции неравномерности (НКН)*.

При отклонении частоты в энергосистеме система регулирования турбины изменит положение регулирующих клапанов в соответствии с ее статической характеристикой. При полностью открытых клапанах ЦСД расход пара, а значит, и мощность быстро изменятся только в ЦВД. Суммарная мощность ЦСД и ЦНД, составляющая до 70 % мощности турбины, будет меняться медленно — в темпе изменения давления пара в тракте промежуточного перегрева, постоянная времени которого составляет 5—7 с. Начальная неравномерность регулирования будет велика. Для ее уменьшения блок НКН выдает сигнал на динамическое дополнительное открытие или закрытие клапанов ЦВД, чтобы кратковременным дополнительным изменением мощности ЦВД компенсировать отставание мощности ЦСД и ЦНД.

На вход блока НКН подаются с противоположными знаками сигналы от датчиков активной электрической мощности генератора и давления пара в тракте промежуточного перегрева. При полностью открытых регулирующих клапанах ЦСД последний сигнал определяется расходом пара через турбину, а значит, характеризует развиваемую ею мощность. В установившихся режимах разность сигналов равна нулю. В переходных процессах вследствие инерции тракта промежуточного перегрева на выходе НКН возникает сигнал, который форсирует перемещение регулирующих клапанов ЦВД таким образом, чтобы разность сигналов по мощности и давлению вновь стала равной нулю, т.е. чтобы мощность, развиваемая турбиной, оказалась равной активной электрической мощности генератора.

Блок НКН настраивается таким образом, чтобы при небольших изменениях нагрузки влияние тракта промежуточного перегрева на приемистость турбины было полностью скомпенсировано. При нагрузках ниже  $0,4N_{э,ном}$  сигналы, поступающие на входной сумматор блока НКН по обоим каналам, отсекаются на одинаковом уровне, и, следовательно, выходной сигнал НКН равен нулю при любых соотношениях нагрузки и давления в тракте промежуточного перегрева. Этим исключается вмешательство блока НКН в управление турбиной при пуске.

Характеристики системы регулирования частоты вращения и мощности несимметричны главным образом из-за значительного различия постоянных времени односторонних гидравлических сервомоторов на открытие и закрытие регулирующих клапанов турбины. При больших нагрузках существенным также оказывается близость верхнего упора сервомотора. Поэтому при равных по длительности и интенсивности сигналах на открытие и закрытие регулирующих клапанов, например при синхронных качаниях частоты тока и мощности генератора, турбина будет излишне разгружаться, что может привести к перегрузке некоторых линий электропередачи и снижению запаса статической устойчивости. Для ослабления этого эффекта выходной сигнал НКН на разгрузку турбины ограничен значением, допускающим изменение положения регулирующих клапанов только на 20—30 %. Это ограничение снимается при отключении генератора от сети (контакты БРФ), при частоте вращения выше  $1,02n_0$  (контакты РЧ) и по сигналу устройств противоаварийной автоматики энергосистемы (контакты ПА).

Сигнал НКН весьма эффективен также и при сбросах нагрузки, так как уменьшает динамическое повышение частоты вращения турбины.

Удержание турбины на холостом ходу после сброса нагрузки с отключением генератора от сети является важнейшим элементом противоразгонной защиты турбины. С этой целью в ЭЧСР включены три блока: дифференциатора, релейной форсировки и предварительной защиты.

В *дифференциаторе (Д)* формируется сигнал, пропорциональный ускорению ротора турбины. При ускорении, большем некоторого выбранного значения, например вызванного сбросом нагрузки, равной  $0,25N_{э,ном}$  («отсечка» по ускорению), дифференциатор подает мощный форсирующий импульс на закрытие регулирующих клапанов турбины. При сбросе полной нагрузки этот сигнал равен  $4\delta$ , где за единицу выходного сигнала  $\delta$  принят сигнал, приводящий к перемещению клапанов от положения при номинальной нагрузке  $N_{э,ном}$  до положения при холостом ходе («сигнал на неравномерность»). Точнее, из-за нелинейности статической характеристики системы регулирования за единицу «сигнала на неравномерность» принимается удвоенный сигнал, вызывающий перемещение регулирующих клапанов от положения при номинальной нагрузке  $N_{э,ном}$  до положения, соответствующего нагрузке  $0,5N_{э,ном}$ .

Для того чтобы предотвратить необоснованную разгрузку турбогенератора при кратковременных повышениях частоты вращения, вызванных быстротключаемыми короткими замыканиями во внешней сети, дифференциатор включается с помо-

шью контактов *РЧ* специального реле частоты только в случае, когда  $n \geq 1,02n_0$ . Кроме того, эта блокировка позволяет исключить воздействие дифференциатора на турбину при небольших синхронных качаниях генератора в энергосистеме, которое по тем же причинам, что и рассмотренное ранее воздействие блока *НКН*, также может приводить к необоснованной, а иногда и опасной для энергосистемы разгрузке турбины.

Некоторое дополнительное уменьшение динамического перерегулирования частоты вращения при сбросах нагрузки достигается с помощью блока *релейной форсировки (БРФ)*, который ускоряет закрытие регулирующих клапанов турбины по сигналу от блок-контактов выключателя генератора, на  $0,06—0,08$  с опережающему сигнал дифференциатора. Выходной сигнал *БРФ* с амплитудой импульса, в 4 раза превышающей амплитуду сигнала на неравномерность, и длительностью около  $0,5$  с обеспечивает движение сервомоторов регулирующих клапанов с максимальной скоростью.

Из-за малости постоянной времени ротора и наличия паровых объемов между стопорными клапанами и проточной частью турбины отказ системы регулирования при сбросе нагрузки, несмотря на срабатывание автомата безопасности при  $n = (1,11 \dots 1,12)n_0$ , может привести к максимальному динамическому повышению частоты вращения  $n_{\text{макс}}$ , превышающему допустимое ее значение  $n_{\text{доп}} = 1,2n_0$ , на которое рассчитываются вращающиеся детали турбины.

Такое повышение частоты вращения может иметь катастрофические последствия для всего валопровода. Для его предотвращения предназначена *предварительная защита*. Существо ее заключается в том, что во время переходного процесса осуществляется контроль работоспособности системы регулирования по соотношению частоты вращения  $\psi = n/n_0$  и ее первой производной  $(d\psi/d\tau)/(d\psi/d\tau)_{\text{ном}}$ . Если частота вращения превысит пороговое значение, показанное на рис. 9.17, блок *предварительной защиты (БПЗ)* подает команду на закрытие стопорных и регулирующих клапанов до срабатывания автомата безопасности. Так, если при нулевом ускорении ротора сигнал на закрытие клапанов подается при частоте вращения  $n = 1,13n_0$ , то при ускорении, соответствующем сбросу полной нагрузки, стопорные клапаны начнут закрываться уже при  $n = 1,045n_0$ , т.е. при частоте вращения на  $0,07n_0$  меньше, чем частота, при которой срабатывает автомат безопасности, на столько же меньшая  $n_{\text{макс}}$ . После исчезновения сигнала от *БПЗ* стопорные и регулирующие клапаны открываются в

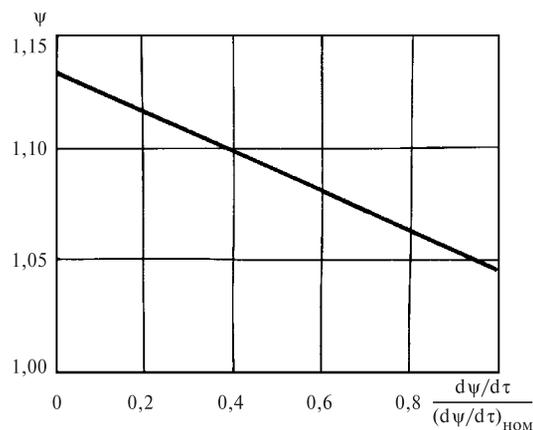


Рис. 9.17. Порог срабатывания предварительной защиты

необходимой последовательности: сначала стопорные, а затем регулирующие.

Кроме удержания турбины на холостом ходу после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети система регулирования турбины должна обеспечить участие ее в противоаварийном регулировании энергосистемы.

Для сохранения устойчивости параллельной работы электростанции и энергосистемы в послеаварийном режиме, когда предел *статической устойчивости* может оказаться меньше мощности, передававшейся в доаварийном режиме, возникает необходимость быстрого снижения и последующего ограничения мощности турбины. Эту функцию выполняет *быстродействующий ограничитель мощности (БОМ)*.

Значение мощности, устанавливаемой после ограничения, зависит от конфигурации энергосистемы, значения и направления перетоков мощности по внутрисистемным ЛЭП, технологических параметров энергоблоков и др. Поэтому задание уровня ограничения мощности турбины осуществляется устройствами противоаварийной автоматики энергосистемы.

При наличии сигнала на выходе *БОМ* он подается не только на *ЭПП*, но и через регулятор мощности турбины на двигатель *МУТ*, благодаря чему через некоторое время снижается до нуля.

Одним из наиболее эффективных способов обеспечения *динамической устойчивости энергосистемы* является *импульсная разгрузка турбины* — быстрое кратковременное снижение мощности турбины с последующим замедленным восстановлением ее до исходного уровня. По команде противоаварийной автоматики блоком *аварийной импульсной разгрузки (АИР)* подается сигнал такой же формы, как и импульс релейной форсировки. Предусмот-

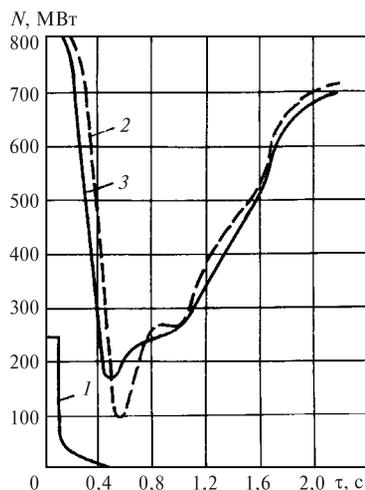


Рис. 9.18. Импульсная характеристика турбины К-800-23,5-3 ЛМЗ:

1 — сигнал на входе ЭПП; 2 — мощность генератора; 3 — мощность турбины

рена возможность изменения амплитуды импульса, его длительности и постоянной времени затухания.

На рис. 9.18 приведена импульсная характеристика турбины К-800-23,5-3 при подаче на ЭПП с выхода АИР сигнала с максимально возможной амплитудой, в 4 раза превышающей амплитуду сигнала на неравномерность, и длительностью 0,1 с.

Сигналы от рассмотренных функциональных блоков, образующих так называемую *электроприставку*, суммируются выходным усилителем, воздействующим на ЭПП. В нормальных эксплуатационных режимах сигнал на выходе ЭПП близок к нулю, что обеспечивает введение и выведение электроприставки из работы или отключение какого-либо блока без скачка нагрузки турбины.

В ЭЧСР помимо электроприставки входит *регулятор мощности турбины (РМТ)*, воздействующий на ГЧСР через двигатель *МУТ* таким образом, чтобы обеспечить регулирование мощности турбины с коррекцией по частоте и давлению свежего пара, т.е. выполнение зависимости

$$\Delta N_3 + k_f \Delta f - k_p \Delta p_{с.п} = 0, \quad (9.8)$$

где  $\Delta N_3$ ,  $\Delta f$  и  $\Delta p_{с.п}$  — отклонения от заданных значений электрической мощности, частоты сети и давления свежего пара;  $k_f = \delta^{-1}$  и  $k_p$  — коэффициенты пропорциональности.

Если давление свежего пара поддерживается главным регулятором котла и, следовательно, на установившемся режиме  $\Delta p_{с.п} = 0$ , то РМТ обеспе-

чивает регулирование мощности с коррекцией по частоте:

$$\Delta N_3 + \delta^{-1} \Delta f = 0, \quad (9.9)$$

что определяет статическую характеристику турбины. Поскольку ее вид не зависит от характеристик ГЧСР и органов парораспределения, то может быть обеспечена линейность статической характеристики и получена малая нечувствительность, в частности  $\epsilon_n = 0,06\%$ , что требуется ГОСТ и ПТЭ в соответствии с рекомендациями Международной электротехнической комиссии.

В канал коррекции по частоте, обеспечивающий регулирование частоты вращения турбины с заданной статической характеристикой, можно ввести зону нечувствительности по  $\Delta f$ . Есть также возможность изменять степень неравномерности регулирования частоты вращения от 0,025 до 0,06 ступенями по 0,005.

В широко применяемой на отечественных энергоблоках со сверхкритическими параметрами схеме с главным регулятором котла, осуществляющим регулирование мощности блока с коррекцией по частоте, РМТ выполняет те же функции только в переходных процессах, а на установившихся режимах поддерживает давление свежего пара.

В пусковых режимах РМТ обеспечивает регулирование частоты вращения турбины. Сигнал задания  $n_{зд}$  формируется автоматом пуска или эксплуатационным персоналом энергоблока. После синхронизации управление турбиной переключается на контур регулирования мощности, замкнутый по электрической мощности генератора  $N_3$  и осуществляющий нагружение турбины в соответствии с принятой программой пуска.

В нормальных эксплуатационных режимах задание регулятору мощности поступает через *ограничитель темпа задания*. Последний определяет скорость отработки сигнала задания с учетом возможностей котла, турбины и вспомогательного оборудования энергоблока.

В состав РМТ входит также *защитный регулятор минимального давления*, который работает в «стерегущем» режиме и вступает в работу при снижении давления свежего пара ниже  $0,9p_{с.п}^{ном}$ .

**Гидравлическая часть системы регулирования.** Перемещение регулирующих клапанов турбины осуществляется по сумме воздействий, большинство которых формируется в ЭЧСР. Однако в гидравлической части системы регулирования (ГЧСР), представленной на рис. 9.19, сохранен механический датчик частоты вращения, обеспечивающий работу турбины в условиях временного отключения ЭЧСР. В качестве такого датчика при-

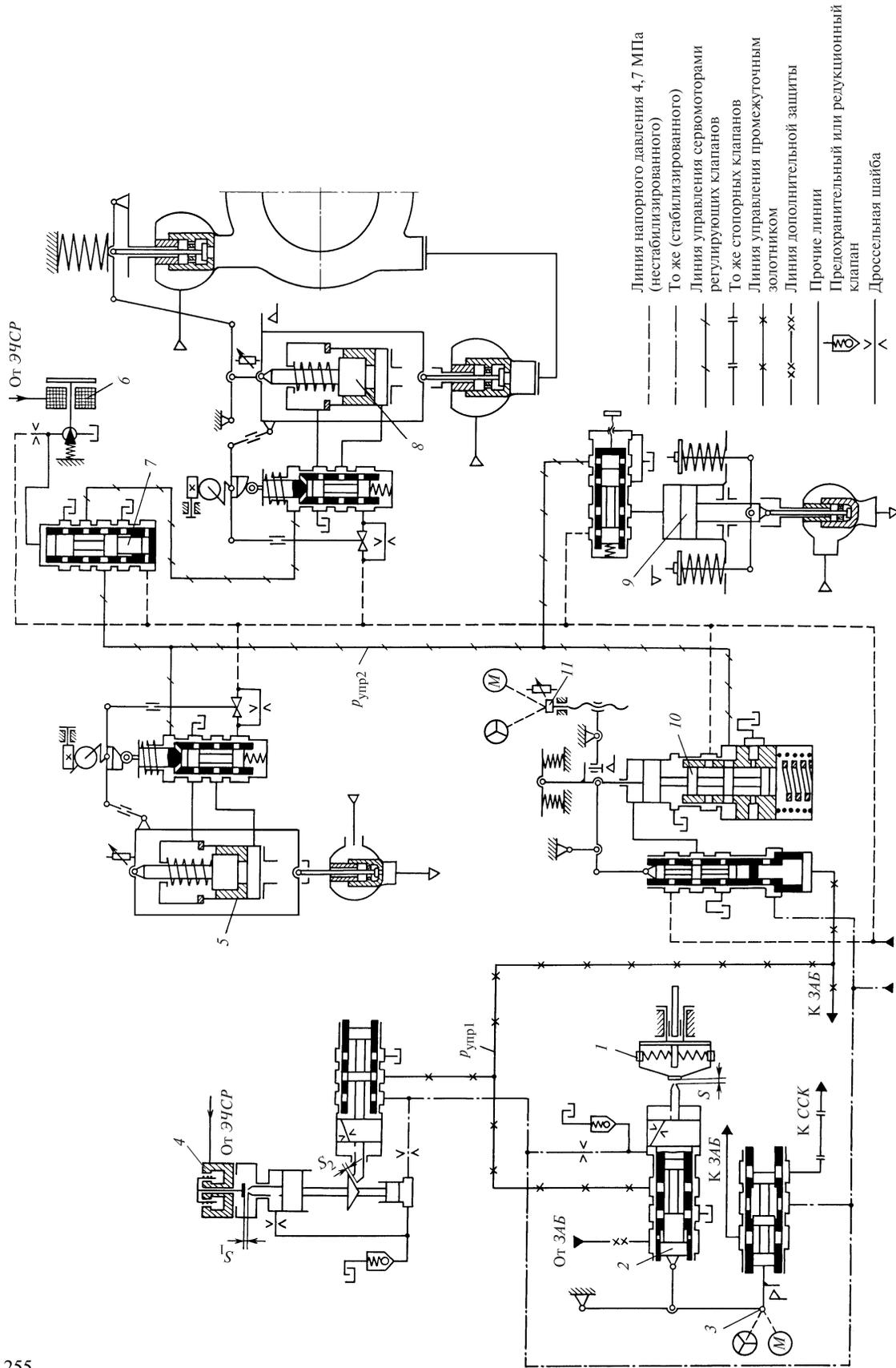


Рис. 9.19. Гидравлическая часть системы регулирования:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — блок золотников регулятора частоты вращения турбины; 3 — механизм управления турбиной; 4 — электрогидравлический преобразователь; 5 — сервомотор регулирующего клапана ЦВД; 6 — электромагнитный выключатель; 7 — золотник электромагнитного выключателя; 8 — сервомотор регулирующих клапанов ЦСД; 9 — сервомотор сбросного клапана; 10 — механический ограничитель мощности; 11 — электромагнитный золотник; 11 — механический ограничитель мощности

менен бесшарнирный всережимный регулятор частоты вращения (РЧВ) 1 центробежного типа.

Сигнал регулятора частоты вращения усиливается следящим сервомотором блока золотников РЧВ (ЗРЧВ) 2. С блоком ЗРЧВ связан механизм управления турбиной (МУТ) 3. Кроме того, в нем осуществлена также дополнительная защита турбины от разгона, дублирующая действие центробежного автомата безопасности и срабатывающая при повышении частоты вращения до  $(1,14 \dots 1,16)n_0$ . Конструкция блока золотников регулятора частоты вращения показана на рис. 9.20.

Воздействия от РЧВ или МУТ и от электрогидравлического преобразователя (ЭГП) суммируются в общей проточной импульсной линии с постоянным в статике давлением  $p_{упр1}$  и передаются через нее на промежуточный золотник 10, представляю-

щий собой сервомоторное устройство с тремя ступенями усиления.

С промежуточным золотником конструктивно объединен механический ограничитель мощности (МОМ) 11, предназначенный для заранее вводимого длительного ограничения мощности турбины.

Все сервомоторы регулирующих клапанов ЦВД 5 и ЦСД 8 управляются одной импульсной линией с переменным в статике давлением  $p_{упр2}$ , идущей от промежуточного золотника. Сервомоторы (рис. 9.21) выполнены односторонними с телескопическими поршнями и с кулачковой обратной связью на отсечные золотники.

Как уже отмечалось, быстросрабатывающий ввод воздействий от ЭЧСР в ГЧСР осуществляется через электрогидравлический преобразователь 4, состоящий из электромеханического преобразователя

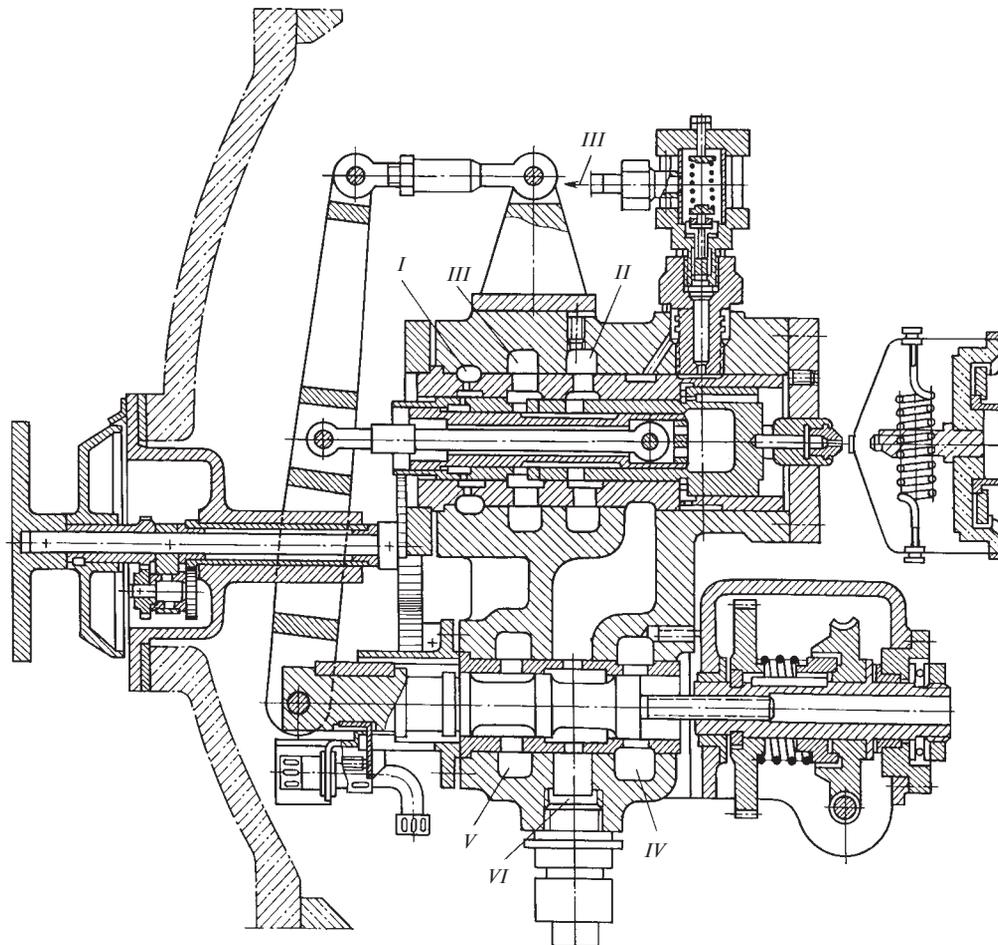


Рис. 9.20. Блок золотников регулятора частоты вращения турбины К-800-23,5-3 ЛМЗ:

линии: I — дополнительной защиты; II — к промежуточному золотнику; III — слива; IV — к золотникам сервомоторов стопорных клапанов; V — подачи масла для взведения золотников автомата безопасности; VI — подвода напорного масла

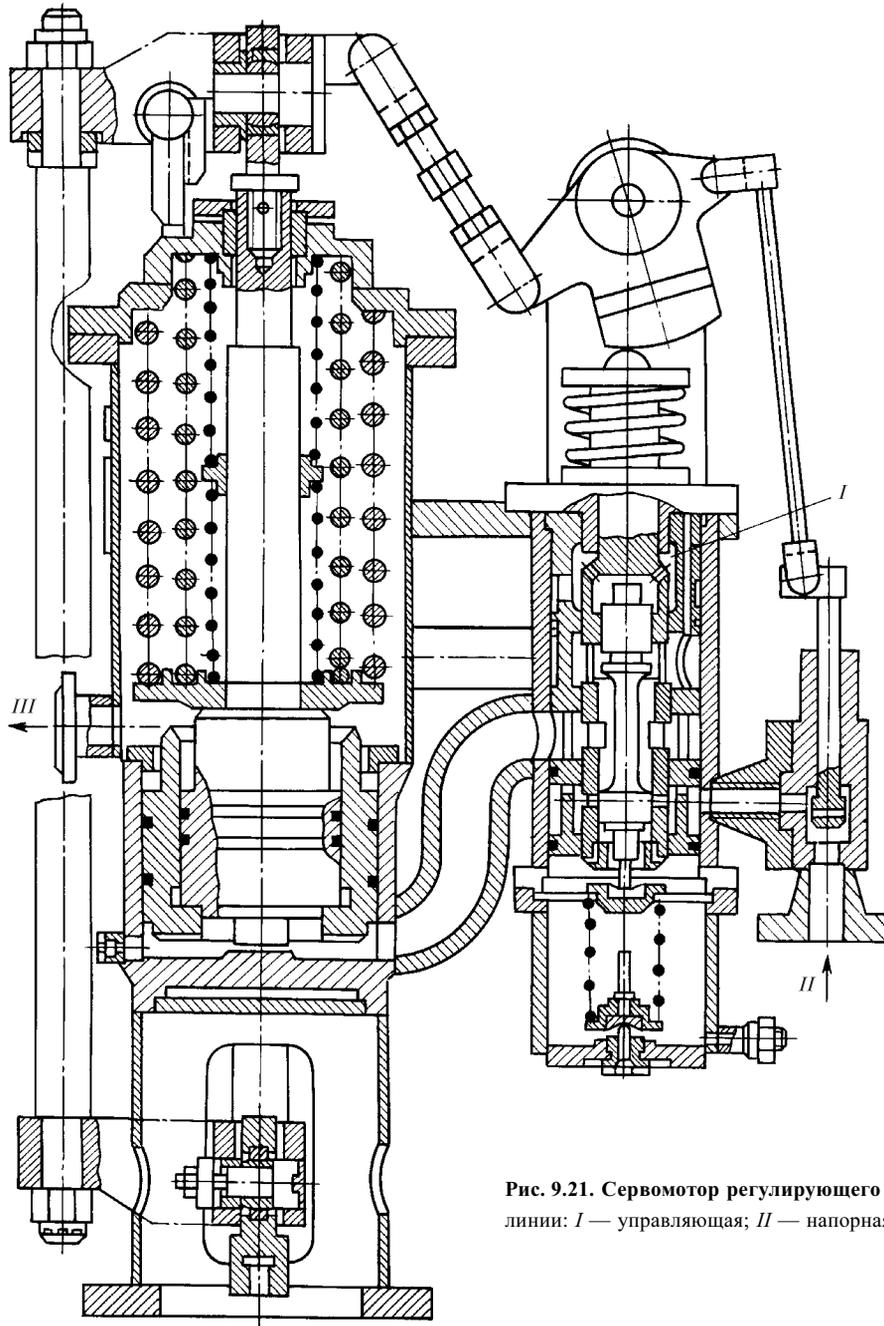


Рис. 9.21. Сервомотор регулирующего клапана:  
 линии: I — управляющая; II — напорная; III — слива

(ЭМП) магнитоэлектрического типа с постоянными магнитами и гидроусилителя. При возникновении сигнала в ЭЧСР в катушку управления, закрепленную на подвижной системе ЭМП, подается сигнал постоянного тока определенной полярности. Взаимодействие магнитных полей постоянного магнита и катушки управления приводит к смещению подвижной системы ЭМП в ту или иную сторону. За

этим перемещениями, сохраняя зазор  $S_1$ , следит вертикальный золотник, а за ним, сохраняя зазор  $S_2$ , — горизонтальный золотник. Управляющий запяток горизонтального золотника соединяет проточную импульсную линию либо с напорной линией, либо со сливной, что вызывает соответствующее смещение промежуточного золотника.

**Применение микропроцессоров в системах регулирования турбин сверхкритического давления ЛМЗ.** Основное направление совершенствования систем регулирования мощных паровых турбин в настоящее время связано с переходом к цифровому регулированию на базе микропроцессорной техники. Отказ от жесткой структуры системы регулирования расширяет возможности учета специфических особенностей отдельных энергоблоков, облегчает решение задач оптимального управления, комплексной автоматизации блоков и диагностики.

ЭЧСР на базе микропроцессора (ЭЧСР-М) выполнена в соответствии с типовой схемой системы автоматического регулирования частоты и мощности (АРЧМ) энергоблоков с прямоточными котлами, задачей которой является поддержание заданных значений двух регулируемых величин — мощности турбогенератора и давления свежего пара перед турбиной [режим постоянного начального давления (ПД)] или положения регулирующих клапанов турбины [режим скользящего начального давления (СД)]. ЭЧСР-М управляет турбиной при всех режимах ее работы — пусковых, нормальных эксплуатационных и аварийных. Она также согласована с системой противоаварийной автоматики энергосистемы.

Медленнодействующий контур управления (МКУ) ЭЧСР-М обеспечивает ПИ-закон регулирования мощности и давления свежего пара.

Характеристики отдельных каналов быстродействующего контура (БКУ) ЭЧСР-М в основном соответствуют рассмотренным выше характеристикам аналогичных каналов электроприставки ЭЧСР турбины К-800-23,5-3.

Применение микроЭВМ значительно расширило функциональные возможности ЭЧСР-М. В частности, введен канал эксплуатационного контроля прогрева роторов ЦВД и ЦСД на основе математического моделирования процесса распространения теплоты в роторах, исходя из информации о параметрах пара, поступающего в турбину.

В ЭЧСР-М предусмотрены также каналы диагностики, предназначенные для выявления и регистрации информации, свидетельствующей о неисправностях как самой системы регулирования, так и основного оборудования.

## **9.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН**

В современной энергетике значительное место занимают *теплофикационные турбины*, обеспечивающие комбинированную выработку электрической и тепловой энергии для независимых друг от друга потребителей.

Для того чтобы обеспечить требуемые параметры отпускаемой тепловой энергии, теплофикационные турбины выполняют *с регулируемым отбором пара* или *с противодавлением*.

Наиболее существенной особенностью теплофикационной турбины как объекта регулирования по сравнению с конденсационной турбиной является наличие нескольких связанных через объект регулируемых параметров — частоты вращения ротора и давлений пара в отборах или за турбиной (противодавления). В последнее время все чаще в качестве регулируемого параметра служит температура прямой сетевой воды или разность температур прямой и обратной сетевой воды, характеризующая тепловую нагрузку турбины.

Современные мощные теплофикационные турбины отличаются возросшей работоспособностью пара, аккумулированного в развитой ЧВД, перепускных трубах и камерах отборов, а также относительно малыми постоянными времени ротора. Эти и указанные ранее в § 7.5 и 7.6 такие особенности теплофикационных турбин, как ступенчатый подогрев сетевой воды, возможность работы по тепловому графику с противодавлением, расширение диапазона регулирования давлений в отборах, оказывают существенное влияние на проектирование их систем регулирования.

Длительное время системы регулирования турбин с отборами пара (типов П, Т, ПТ) всеми отечественными заводами выполнялись только *связанными*, когда каждый регулятор (частоты вращения и давления) управлял всеми главными сервомоторами. Это усложняло связи в системе регулирования, однако в ней можно было обеспечить *независимость (автономность)* регулирования в значительной части диаграммы режимов, когда при изменении какой-либо одной нагрузки (электрической или тепловой) другая остается неизменной.

Решающее влияние на надежность и качество работы любой системы регулирования оказывает выбор в ней системы связей. Особое значение система связей имеет в теплофикационных турбинах, где необходимость одновременного регулирования нескольких параметров делает ее особенно сложной. Следует также принять во внимание, что у теплофикационных турбин большой мощности органы парораспределения, управляемые гидравлическими главными сервомоторами, расположены на большом удалении друг от друга. В этих условиях работоспособная система регулирования может быть создана только на базе гидравлических и электрических связей при полном исключении рычажных связей.

Большинство теплофикационных турбин в России выпускается ТМЗ. Из них наиболее широкое распространение в энергетике получили *турбины*

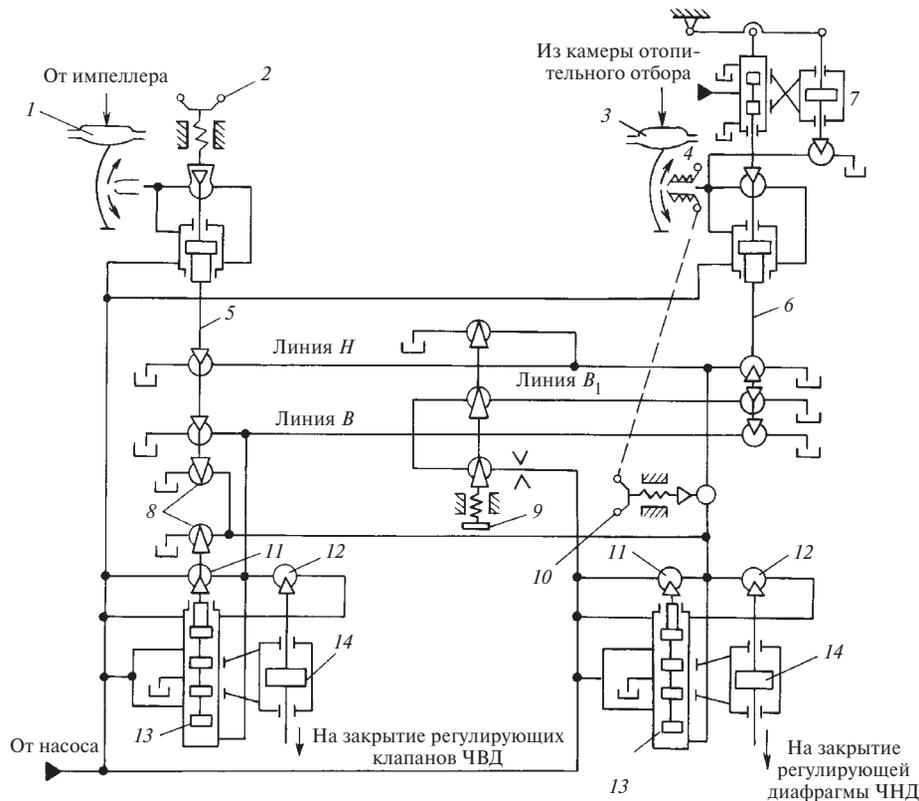


Рис. 9.22. Принципиальная схема гидравлической связанной системы регулирования турбины типа Т ТМЗ:

1 — регулятор частоты вращения; 2 — задатчик регулятора частоты вращения (МУТ); 3 — регулятор давления отопительного отбора; 4 — задатчик регулятора давления; 5 — золотник регулятора частоты вращения; 6 — золотник регулятора давления; 7 — изодромное устройство; 8 — дроссели воздействия на сервомотор ЧНД при сбросах нагрузки; 9 — переключатель на режим с противодавлением; 10 — выключатель сервомотора ЧНД; 11 — дроссели обратной связи (самовыключения) промежуточного сервомотора отсечного золотника; 12 — дроссели обратной связи главного сервомотора; 13 — отсечные золотники; 14 — главные сервомоторы

с отопительным отбором (типа Т), принципиальная схема регулирования которых представлена на рис. 9.22.

Система регулирования поддерживает в заданных пределах два регулируемых параметра — частоту вращения и давление в одном из двух отопительных отборов. Поэтому она имеет два регулятора — частоты вращения и давления, управляющих двумя главными сервомоторами систем парораспределения ЧВД и ЧНД.

На турбинах ТМЗ применяется гидродинамическое регулирование частоты вращения. Импульсным органом регулятора частоты вращения является импеллер — центробежный масляный насос, установленный на валу турбины. Давление масла в линии нагнетания импеллера меняется пропорционально квадрату частоты вращения. Это изменение давления воспринимается мембраной регулятора 1, прогиб которой в диапазоне регулирования увеличивается примерно в 10 раз жестко соединенной

с ней стальной лентой, работающей за пределом устойчивости при продольном сжатии. Прогибаясь, лента меняет площадь сливного сечения  $f_1$ , управляя дифференциальным сервомотором первой ступени усиления. Выполненный как одно целое с ним золотник регулятора частоты вращения меняет площади сечений слива масла из импульсных линий В и Н, управляющих главными сервомоторами ЧВД и ЧНД.

Аналогично управляет своим золотником унифицированный с регулятором частоты вращения мембранно-ленточный регулятор давления отопительного отбора.

Масло в импульсные линии В и Н подводится через дроссели самовыключения 11 отсечных золотников 13 и через дроссели обратной связи 12 главных сервомоторов 14.

Так как система регулирования выполнена связанной, то каждый из регуляторов изменяет расходы сливающегося масла из обеих импульсных линий. Знак и амплитуда каждого управляющего

сигнала (команды) выбираются таким образом, чтобы были выполнены условия независимости (автономности) регулирования.

Пусть, например, возрастет частота сети. Частота вращения ротора турбогенератора, работающего синхронно с сетью, также увеличится. Регулятор частоты вращения даст команду на прикрытие сервомотора ЧВД, что уменьшит расход пара через ЧВД. Для того чтобы расход пара, идущего к тепловому потребителю, и давление пара в отборе не изменились, регулятор частоты вращения должен прикрыть и сервомотор ЧНД. Таким образом, при изменении частоты сети регулятор частоты вращения подает на сервомоторы команды одинакового знака.

При уменьшении расхода пара отопительного отбора давление в нем возрастет. Для того чтобы поддерживать давление в отборе в заданных пределах, регулятор давления приоткроет поворотную диафрагму ЧНД и тем самым увеличит расход пара из этого отбора в ЧНД. Так как внутренняя мощность ЧНД возрастет, то для того, чтобы суммарная мощность турбины осталась неизменной, регулятор давления даст команду на прикрытие регулирующих клапанов ЧВД. Таким образом, при изменении давления пара в отопительном отборе регулятор давления подает на сервомоторы команды разного знака.

Обращает на себя внимание тот факт, что закрытие главного сервомотора вызывается снижением давления в соответствующей импульсной линии. Этим несколько снижается опасность последствий нарушения плотности или даже разрыва любого маслопровода, за исключением короткой линии от импеллера к регулятору частоты вращения.

Смещение дифференциальных сервомоторов первого усиления и выполненных как одно целое с ними золотников регуляторов частоты вращения и давления может быть вызвано не только изменением прогибов мембранно-ленточных систем регуляторов, но и воздействием на их задатчики. Они выполнены по-разному. В регуляторе частоты вращения задатчиком 2 (МУТ) можно изменить площадь сечения  $f_0$  подвода масла в линию, идущую к соплу регулятора, а в регуляторе давления задатчиком 4 можно изменить площадь сливного сечения  $f_1$  между лентой и соплом осевым перемещением последнего.

Регулятор давления снабжен изодромным устройством 7, выполненным в виде гидравлического сервомотора с отсечным золотником, который перемещается дифференциальным сервомотором золотника регулятора. Сервомотор изодрома изменяет площадь дополнительного сечения  $f_2$  слива масла из линии, идущей к соплу регулятора, в результате чего достигается уменьшение статической (остаточной) неравномерности регулирования давления.

Для теплофикационных турбин характерны относительно малая постоянная времени ротора и наличие значительных внутренних паровых объемов. Эти особенности заметно усложняют задачу удержания турбины на холостом ходу при сбросах нагрузки с отключением генератора от сети и делают необходимым наряду с уменьшением постоянных времени промежуточных и главных сервомоторов применение специальных мер.

В частности, крайне желательно быстро закрыть поворотную диафрагму ЧНД при любом режиме работы турбины, включая конденсационный режим работы без отопительного отбора пара, когда поворотная диафрагма полностью открыта и сервомотор удерживается в крайнем верхнем положении. С этой целью в линию управления отсечным золотником главного сервомотора ЧНД включены два дросселя  $\delta$ , один из которых связан с золотником регулятора частоты вращения, а другой — с отсечным золотником главного сервомотора ЧВД.

При нормальных эксплуатационных режимах оба эти дросселя полностью закрыты. При сбросе нагрузки, когда отсечной золотник главного сервомотора ЧВД смещается из среднего положения намного вниз, нижний дроссель  $\delta$  открывает большую площадь сечения слива из полости под отсечным золотником сервомотора ЧНД, что приводит к быстрому закрытию поворотной диафрагмы ЧНД. Падение расхода пара через ЧНД существенно уменьшает динамическое перерегулирование частоты вращения.

Для того чтобы при возвращении под действием обратной связи отсечного золотника сервомотора ЧВД в среднее положение и при закрытии вследствие этого нижнего дросселя  $\delta$  сервомотор ЧНД вновь не открыл поворотную диафрагму при еще высокой частоте вращения, предусмотрен верхний дроссель  $\delta$ , связанный с золотником регулятора частоты вращения. Он открывается при частоте вращения, равной 3200 об/мин, и вне зависимости от положения нижнего дросселя  $\delta$  препятствует открытию поворотной диафрагмы до тех пор, пока частота вращения не упадет ниже указанного значения.

При работе турбины без отопительного отбора поворотная диафрагма ЧНД должна быть полностью открыта, чтобы уменьшить в ней дросселирование. Для этого предусмотрен выключатель сервомотора ЧНД 10, конструктивно соединенный с приводом сопла регулятора давления. При отключении сервомотора ЧНД сначала отодвигается сопло и выводится из работы регулятор давления, а затем закрывается дроссель выключателя 10 и поршень сервомотора становится на свой верхний упор, полностью открывая поворотную диафрагму.

Для перевода турбины на режим с противодавлением необходимо почти полностью закрыть поворот-

ную диафрагму ЧНД, сохранив лишь минимальный пропуск пара, требуемый для отвода из ЧНД теплоты вентиляционных потерь. В этом положении диафрагма должна быть зафиксирована, чтобы при изменении нагрузки она не закрывалась.

*Переключатель на режим с противодавлением 9* представляет собой золотник, в котором сблокированы подводящий и два сливных дросселя. При работе турбины на конденсационных режимах с отбором и без отбора пара все дроссели полностью закрыты.

При смещении золотника переключателя вниз через верхний дроссель откроется настолько большей слив масла из импульсной линии *H*, управляющей сервомотором ЧНД, что последний полностью закроется, несмотря на возрастающие площади сечений подвода масла в эту линию через дроссели *I1* и *I2*, и останется в этом положении при любых перемещениях золотников регуляторов частоты вращения и давления.

Так как поворотная диафрагма ЧНД при режиме работы с противодавлением не участвует в компенсации изменения расхода пара в отбор и в работе остаются только регулирующие клапаны ЧВД, то, если не принять дополнительных мер, степень неравномерности регулирования давления значительно возрастет. Чтобы сохранить ее примерно на том же уровне, что и при конденсационном режиме с отбором пара, необходимо увеличить передаточное число от регулятора давления к сервомотору ЧВД. С этой целью средний дроссель переключателя параллельно импульсной линии *B* подключает дополнительную линию *B<sub>1</sub>*, сливом из которой управляет еще один дроссель золотника регулятора давления. Так как воздействия регулятора на основную и дополнительную линии совпадают по знаку, то при одном и том же перемещении золотника регулятора давления сервомотор ЧВД будет перемещаться на больший ход, чем при конденсационном режиме с отбором пара. Это и позволяет предотвратить повышение неравномерности регулирования давления при работе по тепловому графику.

В заключение отметим, что в настоящее время на теплофикационных турбинах ТМЗ широко применяются электрогидравлические несвязанные статически автономные системы регулирования. Главные сервомоторы и весь контур регулирования частоты вращения выполняются гидравлическими, что обеспечивает соблюдение высоких требований по быстрдействию и надежности. Процессы регулирования мощности, тепловой нагрузки отборов и температуры подпиточной воды на выходе из встроенного пучка конденсатора протекают сравнительно медленно. Это делает возможным примене-

ние серийно выпускаемых промышленностью электронных ПИ-регуляторов с исполнительными механизмами невысокого быстродействия типа МЭО (механизм электрический однооборотный).

## 9.8. СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ

Система защиты турбины должна предотвратить аварию турбоагрегата или, если она возникла, ограничить ее развитие, прекратив поступление пара в турбину быстрым закрытием стопорных и регулирующих клапанов, поворотных диафрагм, обратных клапанов на линиях регулируемых и регенеративных отборов. Система защиты является последней ступенью управления оборудованием турбоустановки.

Система защиты срабатывает и дает команду на отключение турбины при недопустимых:

- повышении частоты вращения ротора;
- увеличении осевого сдвига ротора;
- падении давления масла в линии смазки подшипников;
- повышении давления (падении вакуума) в конденсаторе;
- повышении вибрации подшипников турбоагрегата;
- повышении температуры свежего пара или резком ее снижении;
- повышении уровня воды в ПВД —

и некоторых других нарушениях режима работы турбоустановки, грозящих повредить оборудование и требующих экстренной остановки турбины, а во многих случаях отключения всего энергоблока.

Важнейшим требованием, предъявляемым к устройствам технологических защит, является надежность действия, определяемая как по отказам в работе, так и по ложным срабатываниям.

Основными способами повышения надежности системы защиты являются совершенствование ее компонентов и применение нескольких каналов защиты. Схема их включения выбирается в зависимости от последствий, к которым может привести отказ или ложное срабатывание защиты.

Наиболее простой является схема «один из одного», использующая один прибор или устройство, срабатывающие при достижении контролируемым параметром заданной уставки. Для защит, отказ в работе которых грозит тяжелыми повреждениями оборудования, а значит, и убытками более значительными, чем при ложном срабатывании, таких, как, например, защиты от недопустимого осевого сдвига ротора или снижения вакуума в конденсаторе, надежность приборов (реле осевого сдвига, вакуум-реле) должна быть особенно высока именно в отношении отказов.

В тех случаях, когда безопасность оборудования в значительной мере обеспечивается безотказностью защиты, а ложные срабатывания либо маловероятны, либо не ведут к тяжелым последствиям, наиболее предпочтительной является схема «один из двух», в которой устройства с одинаковой уставкой срабатывания включены параллельно (схема «ИЛИ»). Так выполняется, в частности, защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

Наименьшая вероятность ложных срабатываний достигается в схеме «два из двух», когда приборы включаются последовательно (схема «И»), что, однако, связано с заметным повышением вероятности отказов в работе.

Наиболее универсальной, обеспечивающей высокую надежность как по правильным, так и по ложным срабатываниям, является схема «два из трех». Эта схема также дает возможность проводить проверку аппаратуры на работающем оборудовании без отключения защиты и обеспечивает наибольшую живучесть в аварийных ситуациях. Она получила наибольшее распространение на АЭС.

Схемы защит при их срабатывании должны обеспечить, как правило, одностороннее воздействие на оборудование, в результате чего не восстанавливается его исходное состояние после устранения причин, вызвавших срабатывание защиты. Этим предотвращается возможное повторение аварийной ситуации, так как причина, вызвавшая срабатывание защиты, может исчезнуть с отключением оборудования. Ввод оборудования в работу после действия защиты осуществляется оперативным персоналом или под его контролем.

При срабатывании защиты должна быть обеспечена полная отработка алгоритма, заложенного в ее устройство. Это гарантирует выполнение всех команд защиты даже в том случае, если после начала ее действия исчезла причина, вызвавшая ее срабатывание. Кроме того, этим исключается возможность вмешательства оперативного персонала в работу, которое может быть ошибочным.

При пуске турбины некоторые параметры (вакуум в конденсаторе, давление и температура свежего пара и др.) оказываются ниже аварийных уставок, что при включенных защитах делает пуск невозможным. Поэтому схемами защит должна быть предоставлена возможность ручного или автоматического отключения защит, препятствующих пуску, или предусмотрено автоматическое изменение аварийных уставок. Может быть реализован автоматический ввод защит в работу при выходе контролируемого параметра на заданный уровень.

Поскольку защиты вступают в работу тогда, когда система регулирования и оперативный пер-

сонал не обеспечили безопасную работу оборудования, их действию предоставляется высший приоритет по отношению к действиям оператора и системы регулирования.

Рассмотрим работу некоторых защит турбины.

#### **Защита по повышению частоты вращения.**

Из всех защит турбины самой ответственной является защита от разгона (от недопустимого повышения частоты вращения). Это связано с тем, что разрушение турбины центробежными силами является одной из тяжелейших аварий на электростанции, влекущей за собой полный выход из строя оборудования, серьезные повреждения здания и другие тяжелые последствия.

Безопасность турбины при значительном повышении частоты вращения обеспечивается двумя независимыми системами — регулирования и защиты. Правильно спроектированная и нормально функционирующая система регулирования турбины должна обладать таким быстродействием, чтобы даже в случае полного сброса нагрузки с отключением турбогенератора от сети не допустить повышения частоты вращения ротора до уровня настройки защиты от разгона. Другими словами, система регулирования после сброса полной нагрузки должна удерживать турбину на холостом ходу.

Важно отметить, что системы регулирования и защиты действуют совершенно независимо друг от друга — от измерителей частоты вращения (регулятора частоты вращения и автомата безопасности) до парозапорных органов (регулирующих и стопорных клапанов).

Большим преимуществом системы регулирования как первой линии защиты является возможность непрерывного контроля за ее функционированием в процессе нормальной эксплуатации. Вместе с тем безопасность турбоагрегата должна быть обеспечена и в самом неблагоприятном случае полного отказа системы регулирования, когда после сброса нагрузки регулирующие клапаны остаются максимально открытыми. Это и есть основная задача собственно защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения.

Импульсным органом системы защиты от разгона является *автомат безопасности*, бойки которого настраиваются на срабатывание при повышении частоты вращения на 11—12 % сверх номинального значения, т.е. при  $n = 3330 \dots 3360$  об/мин. После срабатывания автомата безопасности частота вращения еще заметно увеличивается из-за расширения пара, поступающего в турбину в процессе закрытия стопорных клапанов, а также аккумулярованного в промежуточных ступенях турбины. Снижение уровня

настройки срабатывания автомата безопасности уменьшает максимальное значение частоты вращения в переходном процессе, но делает затруднительным удержание турбины на холостом ходу с помощью системы регулирования. Срабатывание же автомата безопасности при сбросе нагрузки не позволяет судить о динамических качествах системы регулирования, об их изменении в процессе эксплуатации, что снижает ее надежность как первой линии защиты турбины от разгона.

На рис. 9.23 показана конструкция механического автомата безопасности с двумя кольцевыми бойками.

Автомат безопасности располагается на переднем конце вала турбины. С каждым кольцевым бойком резьбой жестко соединен стержень, направляемый втулками, закрепленными на валу автомата безопасности. В поперечной расточке вала находится пружина, которая через тарелку и стержень прижимает кольцо к валу.

Центр масс кольца и связанных с ним подвижных деталей (стержня, пружины, тарелки пружины, регулировочного винта) смещен относительно оси ротора в направлении возможного движения кольца. Благодаря этому при вращении на кольцо действует равнодействующая центробежных сил, стремящаяся преодолеть силу натяжения пружины, которая регулируется таким образом, чтобы срабатывание (выбивание) бойка произошло при частоте вращения  $n = (1,11 \dots 1,12) n_0$ . Для повышения надежности защиты автомат безопасности выполнен как *неустойчивый регулятор* частоты вращения. В этом случае, как только боек начнет двигаться, приращение центробежной силы будет превышать приращение натяжения пружины, что

гарантирует движение бойка до упора. После срабатывания внешняя поверхность кольца становится эксцентричной по отношению к оси ротора, что приводит к удару кольца по рычагу, передающему это воздействие на золотники автомата безопасности, перемещение которых вызывает быстрое закрытие всех парозапорных органов турбины.

Уровень срабатывания автомата безопасности настраивается вращением стержня, меняющего натяжение пружины (грубая настройка), или перемещением внутри стержня регулировочного винта, изменяющего эксцентриситет центра масс бойка в сборе (тонкая настройка).

При нормальных эксплуатационных режимах элементы системы защиты неподвижны, и поэтому нет твердой уверенности в их надежной работе при возникновении аварийной ситуации. Отсюда вытекает необходимость периодической проверки работоспособности всего канала защиты — от первичных датчиков (автомата безопасности) до исполнительных механизмов (сервомоторов стопорных клапанов).

Наиболее надежной является проверка автомата безопасности повышением частоты вращения до значений, при которых он срабатывает. Такая проверка по ПТЭ обязательна после разборки автомата безопасности, перед испытанием системы регулирования на сброс нагрузки и после длительного простоя (более 1 мес). Для испытания турбина должна быть полностью разгружена и отключена от сети.

Хотя проверка защиты турбины разгоном проводится в условиях, максимально приближенных к тем, в которых она должна сработать, высокие напряжения в роторе от центробежных сил, возрас-

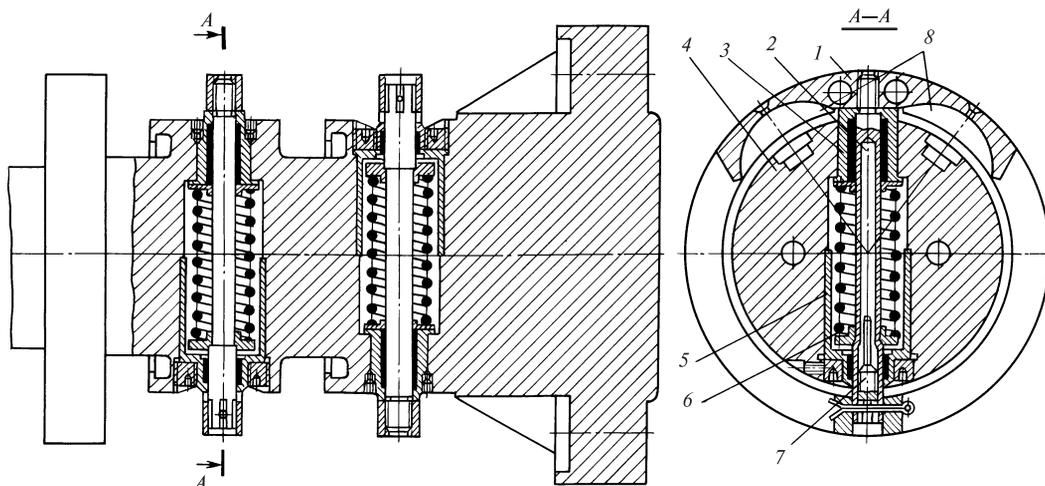


Рис. 9.23. Автомат безопасности:

1 — кольцевой боек; 2 — стержень; 3, 5 — втулки; 4 — вал; 6 — пружина; 7 — регулировочный винт; 8 — камеры для масла

тающие во время испытаний более чем на 20 %, отрицательно сказываются на надежности и сроке службы деталей ротора, ухудшают его вибрационное состояние. Поэтому ПТЭ допускается кроме упомянутых выше случаев проверка защиты без увеличения частоты вращения. Она проводится на холостом ходу или даже при работе турбины под нагрузкой.

Для испытания автомата безопасности без повышения частоты вращения в бойках имеются камеры для масла, которое подводится к каждому бойку отдельно. Попадая в камеры, масло смещает центр масс бойка. Равнодействующая центробежных сил, действующих на боек, получает приращение, и он срабатывает при номинальной или даже более низкой частоте вращения. После прекращения подачи масла к бойку камеры дренируются через отверстия малого диаметра.

Для возможности проведения испытания автомата безопасности под нагрузкой необходимо, чтобы под действием пружин бойки возвращались в исходное (рабочее) положение при частоте вращения, несколько большей номинальной.

Испытание бойков при работе турбины под нагрузкой ведется поочередно, для чего испытуемый боек отключается от системы защиты смещением рычага. Во время испытания защита турбины от разгона осуществляется другим бойком.

Если защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения воздействует непосредственно на золотники автомата безопасности, то остальные защиты используют датчики с электрическим выходным сигналом и логические устройства для формирования команды на отключение турбины, которая передается через электромагнитные выключатели.

**Защита по осевому сдвигу.** Возрастание осевого усилия до уровня, превышающего несущую способность упорного подшипника, приводит к выплавлению баббитовой заливки на колодках подшипника, сопровождающемуся осевым сдвигом ротора. При достижении им заданной уставки *реле осевого сдвига* (РОС) немедленно отключает турбину, чтобы не допустить тяжелого повреждения ее проточной части.

Следует отметить, что осевое перемещение ротора в пределах разбега в упорном подшипнике при изменении направления осевого усилия является совершенно нормальным. Чтобы исключить ложное срабатывание РОС и необоснованное отключение турбины, при выборе уставки реле приходится допустить некоторое выплавление баббитовой заливки колодок упорного подшипника и тем самым его повреждение. Важно успеть отключить турбину раньше, чем выберется минимальный

осевой зазор в проточной части, когда последствия аварии будут значительно более тяжелыми.

**Защита по давлению в системе смазки.** При падении давления в системе смазки до первого предела подается предупредительный сигнал, автоматически включаются резервный маслонасос переменного тока и аварийный маслонасос постоянного тока. Если это не приводит к восстановлению давления и оно продолжает падать, то при достижении второго предела защита отключает турбину. Масло в подшипники при выбеге ротора подается из аварийных бачков, размещенных на крышках подшипников. Во избежание ложных отключений турбины при кратковременных провалах давления, например при переходе с рабочего на резервный насос смазки, сигнал на отключение турбины подается с выдержкой времени.

**Защита по вакууму в конденсаторе.** Тяжелым нарушением режима работы является глубокое падение вакуума в конденсаторе, сопровождающееся повышением температуры выходных патрубков ЦНД и в паровом пространстве конденсатора. При этом нарушается центровка, растет вибрация, возможно задевание в проточной части из-за относительного укорочения ротора, резко возрастают динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени, не исключено нарушение вальцовки осевых трубок в трубных досках конденсатора.

При повышении абсолютного давления в конденсаторе до первого предела подается предупредительный сигнал, при достижении второго предела защита отключает турбину.

**Защита турбины по температуре свежего пара.** Резкое снижение температуры свежего пара приводит к высоким температурным напряжениям в деталях паровпуска, роторе и лопаточном аппарате, угрожает забросом влажного пара и даже воды в турбину. Поэтому при падении температуры до второго предела турбина отключается. Защита выводится из работы при пуске турбины на скользких параметрах и при контролируемом расхолаживании, когда турбина выводится в ремонт.

Наряду с защитами собственно турбины предусмотрены так называемые *локальные защиты* вспомогательного оборудования турбоустановки (регенеративных и сетевых подогревателей, насосов и др.), нарушение режимов работы которого может иметь тяжелые последствия и для турбины. Рассмотрим одну из них.

**Защита по уровню воды в ПВД.** Среди причин, по которым может повыситься уровень воды в ПВД, наиболее вероятной и опасной является повреждение его трубной системы. Поступающая в паровое пространство подогревателя питательная вода быстро заполнит его полностью. Если

обратный клапан на линии подвода пара к подогревателю не закроется, вода попадет в турбину, а если закроется — давление в корпусе подогревателя станет близким к давлению питательных насосов, которое значительно превышает расчетное для ПВД.

Защита действует следующим образом. При повышении уровня воды в любом из ПВД до первого предела выдается предупредительный сигнал. Если уровень воды достигнет второго предела, защита отключает всю группу ПВД по питательной воде и по пару, переводит питание котла на байпас

ПВД. Если подъем уровня и после этого не прекращается и он доходит до третьего предела, отключаются питательные насосы и энергоблок выводится из работы.

**Сервомоторы стопорных клапанов** как исполнительные органы системы защиты должны закрываться особенно быстро, причем закрываться даже при полном падении давления рабочей жидкости. Такими свойствами обладают только односторонние пружинные сервомоторы, которые всегда и выбираются для привода стопорных клапанов.

## СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН

## 10.1. ЕДИНАЯ СИСТЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

В течение длительного времени в системах регулирования турбин в качестве рабочей жидкости использовалось исключительно минеральное масло нефтяного происхождения, что давало возможность объединить маслоснабжение систем регулирования, защиты и смазки агрегата.

Минеральное масло как рабочая жидкость системы регулирования обладает ценными качествами: хорошей смазочной способностью, что облегчает достижение высокой чувствительности регулирования; оно не агрессивно и поэтому допускает применение обычных материалов; практически несжимаемо, чем определяется высокая скорость передачи сигналов по гидравлическим связям и др.

Система маслоснабжения в значительной мере определяет надежность работы турбины, так как даже кратковременное прекращение подачи масла к подшипникам может привести к выплавлению их баббитовой заливки и тяжелому повреждению турбины, а оставить без масла систему регулирования — значит потерять управление турбиной.

По соображениям надежности маслоснабжения длительное время в качестве *главного масляного насоса* (ГМН) турбины выбирался *насос объемного типа*: вначале зубчатый, а впоследствии винтовой, как имеющий большую подачу и экономичность. Во многом это связывалось с тем, что насосы объемного типа обладают ценным свойством самовсасывания и для них неопасно попадание воздуха в линию всасывания. Подача насоса объемного типа пропорциональна частоте вращения, и он не срывает маслоснабжение даже при очень низкой частоте вращения. Благодаря этому возможен безаварийный останов турбины при отказе всех вспомогательных масляных насосов. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с насосом объемного типа приведена на рис. 10.1.

Наряду с достоинствами насосы объемного типа имеют и существенные недостатки. При тех расходах масла, которые необходимы в современных турбинах, по условиям кавитации насос приходится выполнять с пониженной частотой вращения

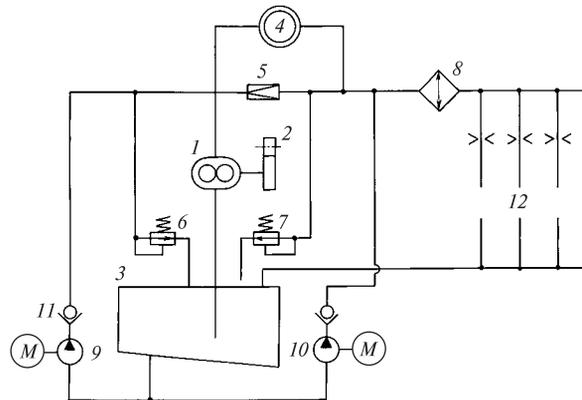


Рис. 10.1. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом объемного типа:

1 — главный масляный насос; 2 — редукторная передача; 3 — масляный бак; 4 — система регулирования; 5 — редукционный клапан; 6 — предохранительный клапан; 7 — маслосбрасывающий клапан; 8 — маслоохладитель; 9 — пусковой масляный насос высокого давления; 10 — аварийный масляный насос низкого давления; 11 — обратный клапан; 12 — масло к подшипникам

вала и соединять с ротором турбины с помощью редукторной передачи, как правило, зубчатой. Такая передача не только усложняет конструкцию блока переднего подшипника, но и, что более существенно, недостаточно надежна из-за высокой скорости в зацеплении и пульсации ротора на масляной пленке в подшипниках. Авария передачи, вызывающая остановку главного масляного насоса, может привести к тяжелым последствиям для турбины.

Кроме того, насос объемного типа имеет неблагоприятную характеристику (рис. 10.2), что особенно проявляется в переходных процессах регулирования. Теоретическая характеристика насоса вертикальна. Из-за неизбежных перетечек из напорной линии во всасывающую действительная характеристика слабпадающая, т.е. с ростом давления за насосом его подача несколько уменьшается. На установившихся режимах работы турбины гидравлическое сопротивление внешней сети насоса определяется практически постоянным расходом масла, идущего на смазку подшипников, и достаточно стабильным потреблением масла промежуточными сервомоторами с проточными золотниками. В сервомоторах с

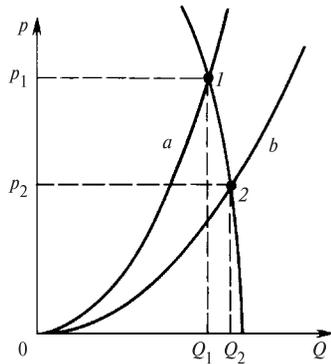


Рис. 10.2. Характеристика насоса объемного типа

отсечными золотниками покрываются только утечки масла. Характеристика внешней сети насоса в статике на рис. 10.2 изображена линией *a* с рабочей точкой 1, которая определяет развиваемое насосом давление  $p_1$  и подачу  $Q_1$ .

В переходных процессах, когда при смещении отсечного золотника из среднего положения в сервомотор системы регулирования направляется большой поток масла, сопротивление внешней сети насоса резко падает (характеристика *b* на рис. 10.2), давление в напорной линии снижается до уровня  $p_2$  при практически неизменной подаче  $Q_2 \cong Q_1$ . Такой глубокий провал давления масла в напорной линии системы регулирования в наиболее ответственный момент ее работы недопустим, поэтому приходится устанавливать *редукционный клапан 5* (рис. 10.1), который поддерживает давление в системе регулирования, сокращая подачу масла в систему смазки, что компенсируется возрастающим сливом масла из главного сервомотора. Редукционные клапаны показали себя в эксплуатации недостаточно надежными. Колебания клапана при резких изменениях расхода масла приводили к заметным пульсациям напорного давления и к гидроударам, которые иногда влекли за собой повреждения маслопроводов и даже вызывали пожары. Если редукционный клапан после завершения переходного процесса не откроется, то давление в системе регулирования может существенно возрасти. Чтобы исключить эту опасность, приходится устанавливать *предохранительный клапан 6*. Давление масла, направляемого в систему смазки, поддерживается пружинным *маслосбрасывающим клапаном 7*.

Перечисленные и некоторые другие недостатки насосов объемного типа привели к тому, что в настоящее время они практически не используются в системах маслоснабжения турбин и заменены центробежными насосами.

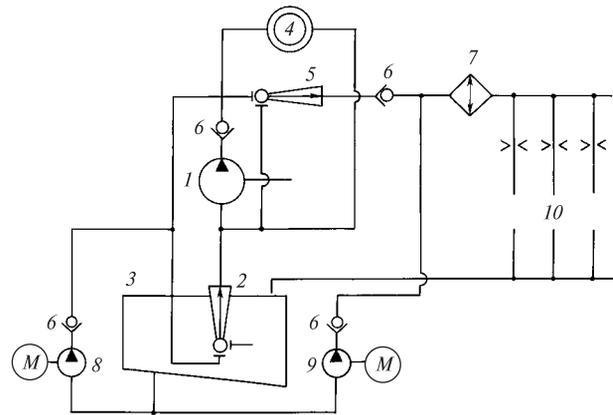


Рис. 10.3. Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом центробежного типа:

1 — главный масляный насос; 2 — инжектор первой ступени; 3 — масляный бак; 4 — система регулирования; 5 — инжектор второй ступени; 6 — обратные клапаны; 7 — маслоохладитель; 8 — пусковой масляный насос высокого давления; 9 — аварийный масляный насос низкого давления; 10 — масло к подшипникам

Принципиальная схема маслоснабжения турбины с главным масляным насосом центробежного типа приведена на рис. 10.3. *Центробежный насос* легко может быть выполнен быстроходным и поэтому соединяется непосредственно с валом турбины. Насос имеет благоприятную характеристику (рис. 10.4) и в динамике существенно увеличивает подачу  $Q_2$  при незначительном падении давления  $p_2$  по сравнению со значениями  $Q_1$  и  $p_1$  при установившихся режимах работы.

Так как давление, развиваемое центробежным насосом, пропорционально квадрату частоты вращения вала и плотности его рабочей жидкости, то насос не может эвакуировать воздух из всасывающей линии, т.е. не обладает свойством самовсасывания, и перед пуском должен быть заполнен перекачиваемой жидкостью. Естественно, нельзя допустить попадания воздуха во всасывающую полость насоса, так как в этом случае он прекратит

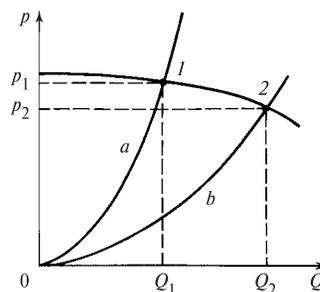


Рис. 10.4. Характеристика насоса центробежного типа

подачу жидкости. С этой целью во всасывающей линии поддерживается небольшое избыточное давление с помощью *инжектора* — струйного насоса, работающего на масле главного насоса и установленного ниже уровня масла в баке.

В *одноинжекторных* схемах давление масла за инжектором, выбираемое из потребностей системы смазки, превышает 0,1 МПа. Для предотвращения срыва насоса достаточно иметь значительно меньшее давление (около 0,03—0,05 МПа на уровне оси насоса). Так как КПД инжектора невысок, более экономичной оказывается *двухинжекторная* схема, в которой вторая ступень инжектора забирает часть масла после первой ступени и повышает его давление до уровня 0,1—0,15 МПа, необходимого для преодоления сопротивления маслоохладителей и коммуникаций системы смазки. Применение двух инжекторов вместо одного не снижает надежности маслоснабжения, так как в инжекторах нет движущихся частей, они просты по устройству и не требуют обслуживания.

Между инжектором второй ступени и подшипниками устанавливаются *поверхностные маслоохладители*, чтобы на всех режимах работы температура масла перед подшипниками не превышала 50 °С. Для того чтобы при нарушении плотности маслоохладителей вода не попадала в масляную систему, давление масла в маслоохладителях поддерживается выше давления воды. Предполагается, что утечка масла будет своевременно обнаружена эксплуатационным персоналом. Однако масло, попавшее в систему циркуляционного водоснабжения, загрязняет водоемы электростанции, нанося ущерб окружающей среде. Поэтому в настоящее время все чаще давление воды в маслоохладителях выбирается большим, чем давление масла. Одновременно принимаются меры, направленные на повышение герметичности маслоохладителей.

Для создания давления в системе регулирования при пуске турбины предусмотрен *пусковой масляный насос высокого давления 8* (рис. 10.3), который, кроме того, через инжектор заполняет маслом корпус главного насоса. По мере повышения частоты вращения турбины давление, развиваемое ГМН, растет, и, когда оно превысит давление за пусковым насосом, откроется *обратный клапан 6* за ГМН. Начиная с этого момента маслоснабжение систем регулирования, защиты и смазки обеспечивается ГМН и пусковой насос, обратный клапан за которым закроется, может быть остановлен.

Падение давления в системе смазки приводит к автоматическому пуску *вспомогательного масляного насоса низкого давления 9*, подающего масло только к подшипникам и приводимого электродвигателем постоянного тока.

## 10.2. ПРОТИВОАВАРИЙНОЕ МАСЛОСНАБЖЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ

Задачей системы смазки паровой турбины является надежная подача необходимого количества масла к подшипникам для того, чтобы:

- уменьшить потери мощности на трение в подшипниках;
- предотвратить износ поверхностей трения;
- отвести теплоту, выделяющуюся при трении, а также передаваемую от горячих частей турбины.

Высокая надежность маслоснабжения в турбинах с докритическими параметрами пара в значительной мере обеспечивалась приводом главного масляного насоса от вала турбины. При реализации этого принципиального решения, подтвержденного мировым опытом эксплуатации в течение десятилетий, при проектировании мощных паровых турбин на сверхкритические параметры пара возникли серьезные трудности. С повышением давления масла в системе регулирования выросли размеры насосной группы, что усложнило компоновку ее в блоке переднего подшипника. Значительные осевые перемещения корпуса подшипника затруднили организацию самокомпенсации маслопроводов большого сечения. Возрастание объема масла в баке, расположенном непосредственно под передним подшипником турбины вблизи горячих паропроводов, усугубило пожарную опасность турбоустановки. Слабым элементом оказалась и зубчатая муфта привода насоса от вала турбины, а нарушение работы насоса требовало останова турбины.

Переход на независимый привод насосов смазки от электродвигателей стал возможным благодаря достаточно высокой надежности питания собственных нужд на современных мощных электростанциях. Снятие главного масляного насоса с вала турбины и переход к автономным насосам с электроприводом были ускорены применением различных жидкостей в системах регулирования (воды или огнестойкого синтетического масла) и смазки (минерального масла).

Применение независимого привода насосов смазки дает немалые преимущества:

- независимый привод насосов смазки в сочетании с 100 %-ным резервом позволяет ремонтировать любой из насосов без останова турбины;
- можно удалить масляный бак от горячих элементов турбоустановки и разместить его на нулевой отметке, что существенно повышает пожаробезопасность;
- отпала необходимость в применении инжекторной группы для создания избыточного давления на всасывании ГМН и подачи масла на смазку;
- появилась возможность в исключительных случаях, например при пожаре, остановить насос

смазки, специальными мероприятиями обеспечив безаварийный останов турбины;

- можно выполнить централизованную систему смазки — главной турбины, всех питательных насосов и другого оборудования.

Отмеченные преимущества независимого привода насосов смазки могут быть реализованы только при условии, что будет обеспечено надежное маслоснабжение при переключениях насосов, а также в аварийных режимах — при потере питания собственных нужд.

Привод главного насоса от вала турбины надежнее автономного привода от электродвигателя из-за возможной потери напряжения в сети собственных нужд электростанции, хотя на этот случай в системе маслоснабжения подшипников предусматриваются аварийные масляные насосы с приводом от электродвигателей постоянного тока, питаемых от аккумуляторной батареи станции. Тем не менее надежность маслоснабжения подшипников оказывается несколько сниженной из-за невозможности мгновенно запустить двигатель насоса и падения напряжения на шинах аккумуляторной батареи при включении большой нагрузки (вместе с аварийными масляными насосами одновременно включаются и многие другие потребители аварийного резерва).

Задача резервирования маслоснабжения подшипников кардинально решается применением *противоаварийных емкостей* — бачков, встроенных в крышки подшипников агрегата (рис. 10.5). Масло от насоса поступает в бачок, откуда по двум трубкам подводится к вкладышу подшипника. По одной из них масло подается при нормальной работе, когда бачок находится под давлением. При прекращении подачи масла от основных и аварийных насосов давление в бачке снижается до атмосферного и масло поступает в подшипник по другой трубке самотеком. Одновременно защита по падению давления в системе смазки отключает генератор от сети. Даже если бы турбина останавливалась со «срывом» вакуума и выбег ее не превышал 20 мин, подача номинального расхода масла в течение всего выбега потребовала бы слишком большого запаса масла в бачке. Исследования показали, что в этом нет необходимости и расход масла можно сокращать пропорционально снижению частоты вращения ротора.

Предложен простой и надежный способ программного регулирования расхода вытекающего масла. По высоте трубки выполняется несколько отверстий разного диаметра. В начале выбега масло в подшипник поступает через все отверстия и открытый верхний торец трубки. По мере опорожнения бачка уровень масла, а следовательно, и

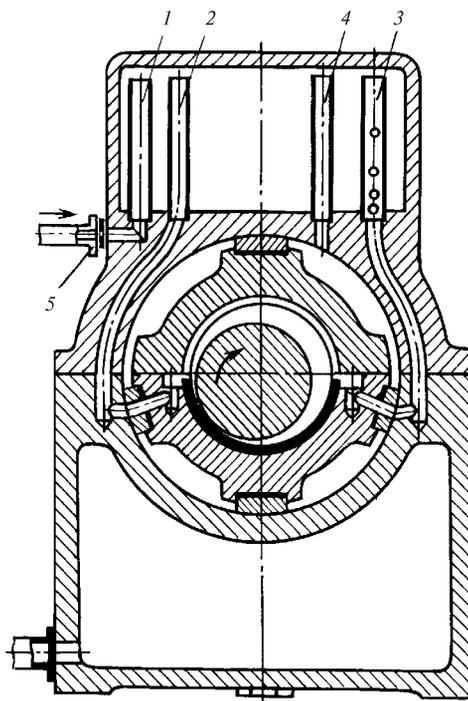


Рис. 10.5. Подвод масла к опорному подшипнику через противоаварийную емкость:

1 — подача из напорного коллектора; 2 — подвод масла при нормальной работе; 3 — аварийный подвод масла; 4 — воздушник; 5 — дозирующая шайба

напор снижаются и, кроме того, уменьшается число отверстий, через которые вытекает масло. Выбором расположения отверстий и значений их диаметров можно обеспечить требуемый закон подачи масла в подшипник. Чтобы поступление масла из бачка не прекратилось до его полного опорожнения, пространство над уровнем масла в бачке соединяется переливной трубой или воздушником с атмосферой.

### 10.3. ПОВЫШЕНИЕ ПОЖАРНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТУРБИН

Применение минерального (нефтяного) масла в системах регулирования и защиты, а также для смазывания подшипников турбины и генератора таит в себе значительную потенциальную опасность возникновения пожара в турбоустановке. Это обусловлено тем, что температура самовоспламенения минерального масла (около 370 °С) значительно ниже температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева (540 °С). Полностью исключить возможность прорыва масла из трубопроводов и узлов систем регулирования и смазки практически невозможно. Попав на достаточно горячие детали турбоустановки, оно воспла-

менится. Такие пожары быстротечны и наносят значительный материальный ущерб, связанный с расходами на восстановление или ремонт поврежденного основного и вспомогательного оборудования, щитов управления и кабельных связей, строительных конструкций машинного зала, а также с невыработкой электрической энергии и возможным ограничением ее для потребителей.

При проектировании, изготовлении и эксплуатации систем регулирования, защиты и смазки турбин всегда применяются те или иные традиционные мероприятия, повышающие пожарную безопасность:

- тщательный контроль маслопроводов, в частности просвечивание сварных швов гамма- или рентгеновскими лучами;
- испытание всех маслопроводов в сборе с узлами регулирования двойным рабочим давлением;
- снятие масляного насоса с вала турбины и переход к электроприводу, что позволяет удалить масляный бак от турбины;
- использование аварийного маслоснабжения подшипников, что дает возможность предотвратить развитие пожара отключением насосов.

Вместе с тем сосредоточить, как это раньше часто делалось, максимальное число узлов системы регулирования, работающих на масле высокого давления, в одном блоке, например в корпусе подшипника, в турбинах большой мощности с промежуточным перегревом пара и индивидуальными сервомоторами не удается.

Длительный опыт эксплуатации показал, что наиболее радикальным путем предотвращения загорания масла на электростанциях является замена минерального турбинного масла негорючими жидкостями — водой или синтетическим огнестойким маслом.

Привлекательность применения воды в системах регулирования обусловлена тем, что она является рабочим телом паротурбинной установки. Это открывает возможность существенно упростить систему питания и ее резервирование, так как могут быть использованы конденсатные и питательные насосы, другое оборудование турбоустановки.

В эксплуатируемых в настоящее время водяных системах регулирования мощных турбин ХТЗ и ТМЗ успешно разрешены многие трудные проблемы, обусловленные малой вязкостью воды и ее агрессивностью по отношению к материалам. Это позволило значительно уменьшить пожарную опасность турбоагрегатов. Однако при замене нефтяного масла на воду в подшипниках столкнулись со столь серьезными трудностями, что эти работы не получили пока промышленного распространения.

Другим направлением повышения пожарной безопасности, получившим развитие в отечественной и мировой энергетике, является применение синтетических огнестойких масел.

Отечественное *синтетическое огнестойкое масло*, разработанное ВТИ и получившее наименование ОМТИ (огнестойкое масло теплотехнического института), по многим физико-химическим свойствам близко к минеральному турбинному маслу, но некоторые их свойства существенно различаются, что должно учитываться при проектировании и эксплуатации систем регулирования и смазки.

Рассмотрим свойства ОМТИ, в большей или меньшей степени существенные для систем регулирования и смазки турбин.

*Огнестойкость* масла оценивается температурой самовоспламенения на воздухе, составляющей приблизительно 720 °С. Важно также, что ОМТИ не поддерживает горения при исчезновении источника открытого огня.

*Смазывающие свойства* масла характеризуются, в частности, его способностью обеспечивать малое трение без масляного клина (граничная смазка). Это качество особенно важно для систем регулирования, в которых не применяется гидравлическая самоцентрировка золотников, в частности для систем регулирования турбин ЛМЗ. Смазывающие свойства ОМТИ лучше, чем минерального масла, поэтому специального подбора материалов для трущихся пар не требуется.

*Вязкость* и зависимость ее от температуры у ОМТИ такие же, как у турбинного масла. Поэтому может быть использован богатый опыт проектирования и эксплуатации систем регулирования на минеральном масле.

*Теплоемкость* ОМТИ в 1,5 раза меньше, чем теплоемкость минерального масла. При использовании ОМТИ в системе смазки, где отводится большое количество теплоты, такая особенность является существенной.

*Плотность* ОМТИ в 1,3 раза выше, чем плотность минерального масла ( $\rho_{\text{ОМТИ}} = 1,14 \dots 1,17 \text{ г/см}^3$ ,  $\rho_{\text{м.м}} = 0,87 \dots 0,89 \text{ г/см}^3$ ), что учитывается при выборе насосов регулирования. Повышенная плотность ОМТИ влияет также на выделение попавшей в масло воды, которая собирается на поверхности масла и испаряется. Затрудняется отделение механических примесей из-за уменьшения разницы в плотностях ( $\rho_{\text{м.п}} = 1,3 \dots 1,5 \text{ г/см}^3$ ).

*Насыщаемость воздухом* ОМТИ и минерального масла примерно одинакова, однако средние размеры пузырьков воздуха в ОМТИ меньше и выделение его идет в несколько раз медленнее.

Поэтому проблема интенсификации воздухоудаления при работе на огнестойком масле особенно актуальна. Она решается, в частности, установкой в баке специального *воздухоотделителя*.

*Воздействие на конструкционные материалы*, применяемые в турбинах (сталь, цветные металлы, баббит и др.), со стороны ОМТИ и минерального масла примерно одинаково. Вместе с тем многие прокладочные и изоляционные материалы, например паранит, бакелит, маслостойкие резины, полихлорвинил, растворяются ОМТИ и должны заменяться на прессшпан, шеллак, фторопласт и т.п.

*Диэлектрические свойства* ОМТИ хуже, чем минерального масла, но это не приводит к серьезным трудностям в работе элементов электроавтоматики турбины с ее сравнительно низким уровнем напряжения.

*Токсичность* ОМТИ по сравнению с токсичностью первых образцов отечественных огнестойких масел значительно снижена, и в настоящее время предельно допустимая концентрация (ПДК) аэрозолей ОМТИ ( $5 \text{ мг/м}^3$ ) находится на уровне ПДК аэрозолей нефтяного масла. Тем не менее при организации эксплуатации и ремонта должны быть созданы и постоянно соблюдаться безопасные условия работы с ОМТИ.

*Стоимость* ОМТИ в несколько раз выше, чем стоимость минерального масла, хотя и немного снижается по мере совершенствования технологии изготовления. При сопоставлении затрат следует учитывать более длительный срок службы огнестойкого масла по сравнению с минеральным.

Длительная опытно-промышленная эксплуатация системы смазки одной из турбин К-300-23,5 ЛМЗ с использованием ОМТИ показала принципиальную возможность замены минерального масла на огнестойкое не только в системе регулирования, но и в системе смазки. Она была затем подтверждена опытом промышленной эксплуатации таких систем на нескольких турбинах К-800-23,5. Применение огнестойкого масла в системе смазки является новым серьезным шагом в повышении пожарной безопасности турбоустановки. Сдерживающими факторами являются относительно высокая стоимость ОМТИ и необходимость резкого расширения его производства.

#### **10.4. МАСЛОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ**

Применение различных рабочих жидкостей в системах регулирования и смазки, например ОМТИ и нефтяного масла, приводит к разделению маслоснабжения турбоагрегата на две независимые друг от друга системы.

Маслоснабжение систем регулирования и защиты рассмотрим на примере паровых турбин большой мощности ЛМЗ, в которых с начала 60-х годов в качестве рабочей жидкости применяется синтетическое огнестойкое масло (сначала иввиоль, а в настоящее время ОМТИ).

Масло в системы регулирования и защиты подается двумя поочередно работающими насосами *маслонапорной станции* (рис. 10.6) с приводом от электродвигателей переменного тока мощностью по 200 кВт. Потребляемая мощность в установившемся режиме работы составляет 90 кВт.

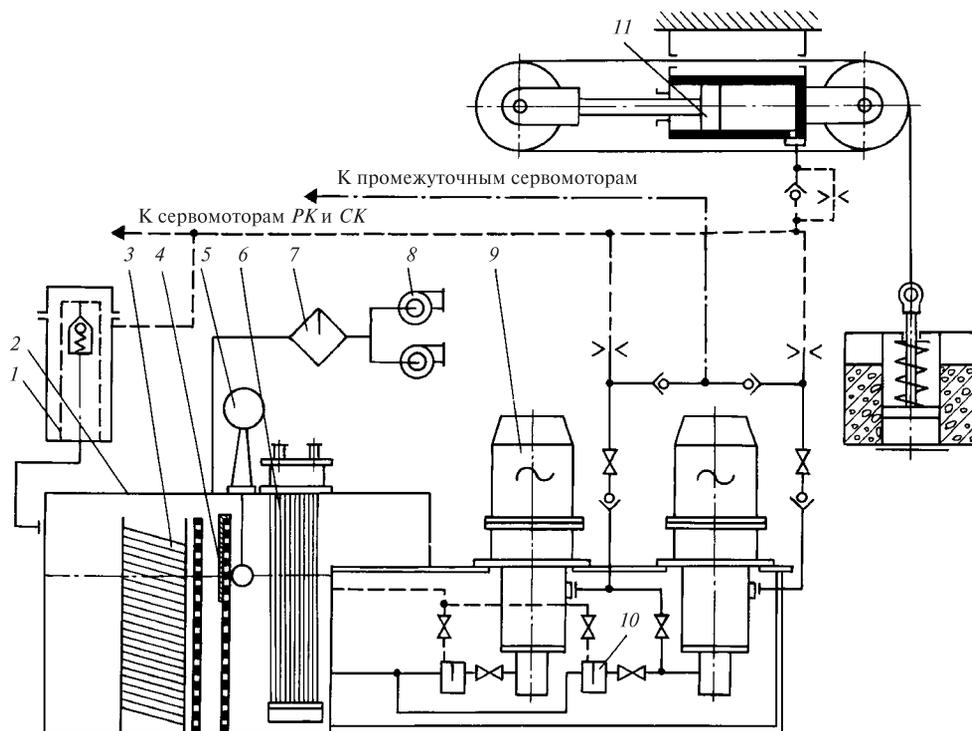
Обычно в работе находится один насос. При отключении работающего насоса контактами пускателя или электроконтактным манометром при падении давления в системе регулирования с 4,7 до 3,5 МПа включается двигатель резервного насоса. На линиях нагнетания каждого насоса установлены *обратные клапаны*, предотвращающие слив жидкости из напорной линии в бак через насос, находящийся в резерве.

Насосы системы регулирования установлены на *масляной баке*, расположенном на полу конденсационного помещения. В баке происходят выделение из масла нерастворенного воздуха, очистка его от механических примесей и охлаждение. Для уменьшения колебаний уровня масла в баке при пуске и остановке насосов верхняя часть бака сделана расширяющейся.

*Воздухоотделитель* выполнен в виде пакета листов из нержавеющей стали с отогнутыми краями, обеспечивающими их жесткость и определенное расстояние между листами при установке их один на другой. Угол наклона листов по ходу масла и к стенкам бака выбран с таким расчетом, чтобы интенсифицировать выделение воздуха и выход его в пространство между боковыми стенками воздухоотделителя и наружными стенками бака.

Малая нечувствительность системы регулирования может быть обеспечена только при высокой степени очистки масла от механических примесей в процессе эксплуатации. Применение огнестойкого масла обостряет проблему очистки, так как создание малорасходных систем регулирования при одновременном переходе на более высокое напорное давление требует уменьшения зазоров, а следовательно, и более тонкого фильтрования.

Сетчатый *фильтр грубой очистки* масла разделяет бак на «грязный» и «чистый» отсеки и состоит из двух рядов сеток с размерами ячейки  $0,2 \times 0,2 \text{ мм}$ . На этих сетках задерживаются крупные частицы механических примесей. Для удобства установки и очистки сетки натянуты на рамки, опускаемые в специальные пазы. Высокая степень очистки масла от шлама и механических примесей



**Рис. 10.6. Маслонапорная станция турбин ЛМЗ:**

1 — фильтр тонкой очистки; 2 — бак систем регулирования и защиты; 3 — воздухоотделитель; 4 — сетка; 5 — указатель уровня масла; 6 — маслоохладитель; 7 — маслоотделитель; 8 — эксгаустер; 9 — центробежный насос с электроприводом; 10 — гидрозатвор; 11 — пружинно-грузовой аккумулятор; *PK, SK* — регулирующий и стопорный клапаны

обеспечивается постоянной работой *фильтра тонкой очистки* патронного типа с применением хлопчатобумажной ткани плотного плетения.

В «чистом» отсеке бака установлен *маслоохладитель*, выполненный в виде двухпоточного по воде теплообменника. Наружные поверхности трубок, омываемые маслом, имеют оребрение. Для того чтобы при нарушении плотности трубной системы исключить попадание огнестойкого масла в циркуляционный контур электростанции, давление масла в маслоохладителе выбрано меньшим, чем давление воды. Охладитель может быть заменен на резервный при работе турбины. К концу операции замены охладителя температура масла не должна превышать 70 °С. Рабочая температура масла за насосами составляет  $(50 \pm 5)$  °С.

Для повышения надежности маслоснабжения при электрическом приводе насосов системы регулирования необходимо обеспечить:

- аварийный переход с рабочего насоса на резервный без существенного снижения нагрузки турбины;
- нормальную работу насосов системы регулирования при снижении напряжения собственных

нужд до 70 % номинального, что может произойти при включении крупного электродвигателя, например питательного электронасоса, длительность пуска которого достигает 14—16 с;

- кратковременную (5—6 с) бесперебойную работу системы регулирования при исчезновении напряжения собственных нужд.

Уменьшение провала давления масла в напорной линии при переключении насосов и кратковременное поддержание его на необходимом уровне при потере напряжения собственных нужд и отключении в связи с этим насосов системы регулирования обеспечиваются масляным *аккумулятором пружинно-грузового типа*, расположенным в машинном зале рядом с масляным баком.

Объем аккумулятора выбирается из условия обеспечения нормальной работы системы регулирования в течение промежутка времени большего, чем уставка срабатывания защит на отключение блока при аварийном исчезновении напряжения собственных нужд электростанции.

При зарядке аккумулятора его поршень под действием напорного давления, развиваемого насосом системы регулирования, движется влево и через

систему блоков поднимает груз. Процесс зарядки заканчивается, когда поршень достигнет левого упора.

В режиме питания от аккумулятора при падении давления в напорной линии ниже определенного уровня поршень под действием веса груза перемещается вправо и, вытесняя масло в напорный коллектор, поддерживает в нем давление на уровне, не вызывающем существенного изменения нагрузки турбины.

Характеристики маслоснабжения можно улучшить быстрым пуском резервного насоса в дополнение к работающему, при этом через 1—2 с можно получить удвоение подачи маслоснабжающей установки.

Для предотвращения попадания в машинный зал аэрозолей огнестойкого масла предусмотрена вытяжная вентиляция из бака, обеспечивающая разрежение во всех узлах регулирования, которое не должно превышать 0,4 кПа для того, чтобы количество вносимых с наружным воздухом механических примесей (угольной и цементной пыли и др.) было минимальным.

Трубопровод системы регулирования должен проходить гидравлическое испытание на плотность

при увеличении рабочего давления в 2 раза. Для этого предусмотрена возможность последовательного включения рабочего и резервного насосов системы регулирования.

### 10.5. ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ СИСТЕМА СМАЗКИ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Переход к автономным масляным насосам с электроприводом и удаление масляного бака от переднего подшипника турбины создали условия для организации независимой от системы регулирования *централизованной системы смазки турбоустановки*, которая обеспечивает маслом подшипники главной турбины, генератора, питательных насосов, гидромолоты питательных электронасосов. Одну из таких систем рассмотрим на примере энергоблока с турбиной К-800-23,5-3 ЛМЗ (рис. 10.7).

Для обеспечения слива масла из питательных насосов масляный бак 11 располагается на полу конденсационного помещения. Он состоит из трех отсеков: «грязного», промежуточного и «чистого». Масло из сливного коллектора 3 поступает в «грязный» отсек ниже уровня находящегося в нем масла.

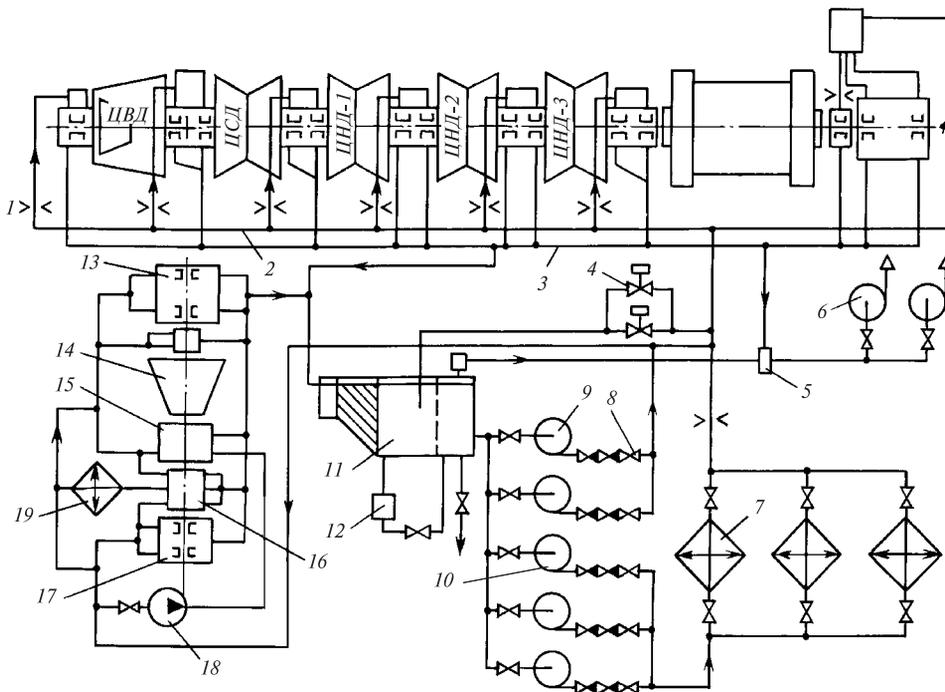


Рис. 10.7. Централизованная система смазки паротурбинной установки мощностью 800 МВт:

1 — дозирующая шайба; 2 — напорный коллектор; 3 — сливной коллектор; 4 — сливной клапан; 5 — маслоуловитель; 6 — эксгаустер; 7 — маслоохладитель; 8 — обратный клапан; 9 — аварийный насос; 10 — основной насос; 11 — масляный бак; 12 — маслоочистительный агрегат; 13 — питательный насос; 14 — турбопривод; 15 — блок регулирования; 16 — редуктор; 17 — бустерный насос; 18 — вспомогательный электромасляный насос; 19 — дополнительный маслоохладитель

Перед промежуточным отсеком установлен дырчатый лист для равномерной раздачи масла по всему сечению отсека, в результате чего улучшается работа прямооточного воздухоотделителя. После воздухоотделителя установлен двухрядный сетчатый фильтр. Для непрерывной более тонкой фильтрации на промежуточном отсеке бака размещен фильтр тонкой очистки, через который проходит часть масла.

К масляному баку подключены три основных насоса 10 с электроприводом переменного тока (один или два рабочих и резервный, работающих попеременно) и два аварийных насоса 9 с электроприводом постоянного тока. Насосы располагаются на стенках бака, что уменьшает сопротивление на всасывании, обеспечивает надежную работу насоса при более глубоком снижении уровня масла в баке и исключает скопление воздуха в резервном насосе. По сравнению с насосами погружного типа такая схема установки насосов дает возможность уменьшить объемы «чистого» отсека и бака в целом. Чтобы полностью исключить утечки масла через неработающие насосы, за каждым из них установлено по два обратных клапана 8.

Мощность каждого двигателя переменного тока (100 кВт) выбрана с двойным запасом, что обеспечивает работу насоса при падении напряжения собственных нужд до 70 % номинального и быстрый разворот (за 1 с) насоса, находящегося в резерве.

Масло из напорного коллектора основных насосов поступает в маслоохладители 7, из которых два постоянно работают, а третий находится в резерве.

Чтобы снизить нагрузку на аккумуляторные батареи, мощность приводных двигателей аварийных насосов выбрана значительно меньшей (37 кВт). Поэтому подача аварийного насоса составляет только 0,6—0,7 номинальной и они включены в обвод маслоохладителей. При включении в работу аварийного насоса и невозможности быстрого вос-

становления маслоснабжения с помощью электронасосов переменного тока турбина должна быть остановлена.

После маслоохладителей масло направляется на подшипники главного турбоагрегата, к узлам смазки турбопитательного насоса и через сливные клапаны 4 по линии рециркуляции обратно в маслосборник. В турбинах последних выпусков вместо сливных устанавливается редукционный клапан, автоматически поддерживающий постоянное давление «после себя» дросселированием всего расхода масла без слива его в бак, что улучшает работу бака. Для повышения надежности маслоснабжения часть масла дросселируется помимо клапана.

Масло к вкладышам подшипников подводится из напорного коллектора 2 через бачки, встроенные в крышки подшипников. Для коррекции расхода масла перед бачками устанавливаются дозирующие шайбы 1, диаметр которых выбирается таким, чтобы при работе с номинальной частотой вращения ротора давление в бачке составляло 40—70 кПа.

Через напорный коллектор также питаются маслом подшипники питательного насоса 13, его турбопривода 14 с блоком регулирования 15, редуктора 16 и бустерного насоса 17. На линии подвода масла к зацеплению редуктора бустерного насоса установлены два дополнительных маслоохладителя 19 (на схеме показан один). При пуске турбопитательного насоса включается вспомогательный электромагнитный насос 18.

Для вентиляции системы смазки предназначены два эксгаустера 6 (один из них резервный), подключенных через бачки-маслоуловители 5 к маслосборнику и сливному коллектору. Маслоочистительный агрегат 12, в который входят центрифуга, пресс-фильтр, нагреватель и вакуумный аппарат, включается для периодической очистки грязного масла, скапливающегося в придонной части маслосборника.

## КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

### 11.1. УСТРОЙСТВО ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

В гл. 3 и 4 рассмотрено конструктивное выполнение элементов проточной части (рабочих лопаток, диафрагм, уплотнений), которая является наиболее важной составляющей турбины и определяет ее экономичность. Ниже описываются конструкции других элементов турбины, основы ее устройства в целом и примеры их конструктивного исполнения.

#### 11.1.1. Валопровод турбины

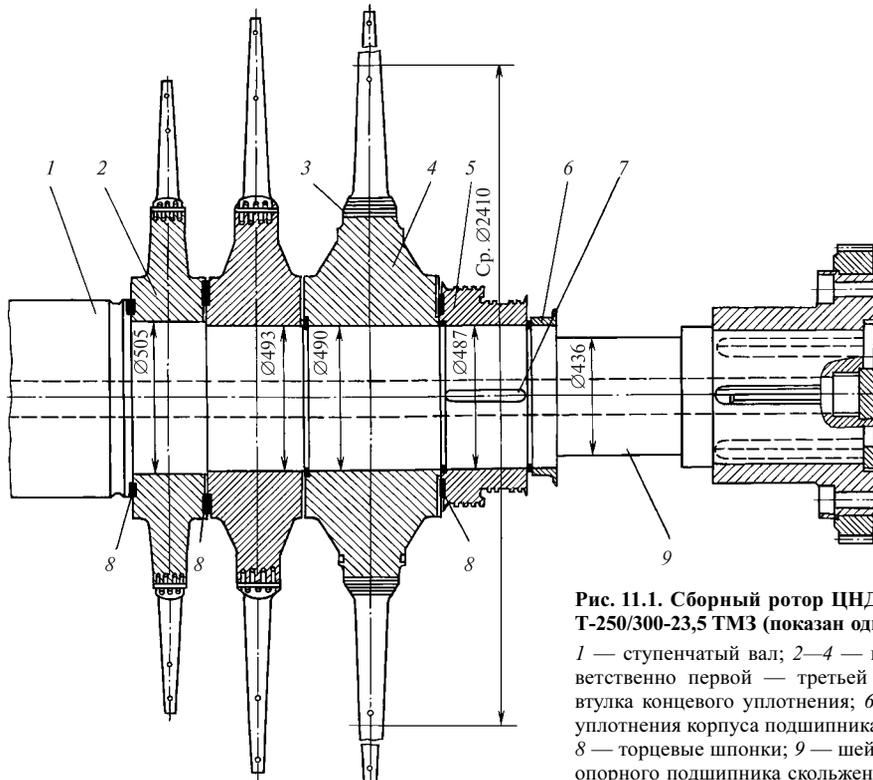
Валопровод турбоагрегата — это совокупность облопаченных, соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров и генератора. Роторы цилиндров соединяются посредством муфт.

Конструкция роторов валопровода зависит от условий работы их цилиндров, главными из кото-

рых являются два: объемный расход пара, покидающего цилиндр, и температура пара, поступающего в цилиндр.

**Роторы ЦНД.** Мощные конденсационные турбины имеют один или несколько двухпоточных ЦНД. Температура на входе в ЦНД (даже в турбинах с промежуточным перегревом пара) невысока и не вызывает ползучести. Вместе с тем объем пара, покидающего ЦНД, достаточно велик, поскольку давление в конденсаторе мало. Это привело к широкому распространению **сборных роторов** (рис. 11.1), диски и вал которых изготавливаются отдельно, а затем собираются в единое целое с помощью горячей посадки дисков на вал. Поэтому такие роторы часто называют роторами с насадными дисками.

Сборный ротор состоит из ступенчатого вала, на который насаживаются диски, втулки концевых



**Рис. 11.1.** Сборный ротор ЦНД турбины

**Т-250/300-23,5 ТМЗ** (показан один из двух потоков):

1 — ступенчатый вал; 2—4 — насадные диски соответственно первой — третьей ступеней ЦНД; 5 — втулка концевого уплотнения; 6 — втулка масляного уплотнения корпуса подшипника; 7 — осевая шпонка; 8 — торцевые шпонки; 9 — шейка вала (под вкладыши опорного подшипника скольжения)

уплотнений, а также втулки масляных уплотнений корпусов подшипников. На валу выполняются шейки под вкладыши подшипников и концевые участки для насадки полумуфт.

Каждый диск обычно состоит из обода, в котором выполняют профильные пазы для размещения хвостовиков лопаток, полотна (профильной части) и ступицы, внутренняя поверхность расточки которой сопрягается с посадочной поверхностью вала. Полотно диска профилируют так, чтобы обеспечить прочность диска при максимально возможной частоте вращения. Из этих же соображений выбирают ширину ступицы.

Перед посадкой диска на вал размер его внутренней расточки несколько меньше, чем диаметр поверхности посадки вала. Разность радиусов вала и расточки дисков до посадки называется натягом. Обычно натяг составляет 0,4—0,5 мм. Перед насадкой диск разогревают для того, чтобы его внутренний диаметр стал больше диаметра вала. Вал ставят вертикально и надевают на него диск. После охлаждения диаметр расточки диска уменьшается, диск плотно садится на вал и в месте их сопряжения возникает контактное давление, препятствующее провороту диска на валу. *Передача крутящего момента с диска на вал осуществляется за счет контактного давления между ними.*

Контактное давление зависит от частоты вращения. Если ротор не вращается, то оно максимально. При увеличении частоты вращения диск расширяется в радиальном направлении сильнее, чем вал, и в результате при некоторой частоте вращения, называемой *освобождающей*, контактное давление исчезает и крутящий момент не может передаваться на вал через посадку. Поэтому *освобождающая частота вращения диска должна быть больше, чем любая возможная частота вращения.*

Чем больше натяг посадки, тем выше освобождающая частота вращения. Однако *натяг создает дополнительную напряженность в диске, и поэтому чрезмерный натяг вреден.* При проектировании натяг рассчитывают очень точно для того, чтобы обеспечить достаточный запас по освобождающей частоте вращения по отношению к рабочей, но не создать без необходимости излишние напряжения от посадки.

В условиях эксплуатации возможно временное ослабление посадки диска на валу, например при быстром увеличении температуры в проточной части, когда диск может прогреться быстрее вала. Для того чтобы гарантировать передачу крутящего момента в таких условиях, между диском и валом устанавливают осевые шпонки (рис. 11.2). Соседние диски насаживают на вал обязательно с осевым тепловым зазором (0,14—0,3 мм),

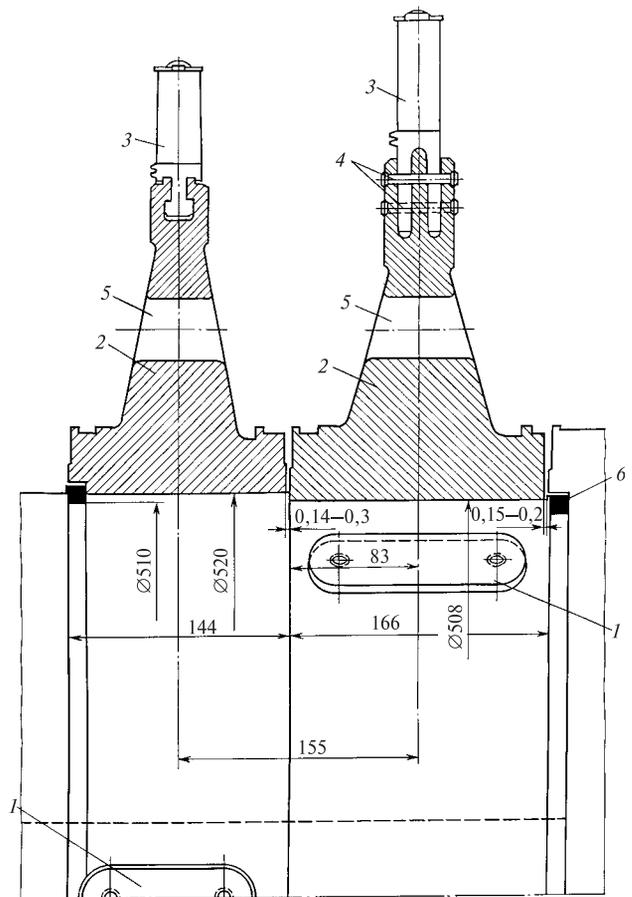


Рис. 11.2. Диски с осевыми призматическими шпонками:

1 — осевые шпонки; 2 — насадные диски; 3 — рабочие лопатки; 4 — штифты; 5 — разгрузочные отверстия; 6 — фиксирующие кольца, разъемные по диаметру

не препятствующим их взаимному тепловому расширению и исключаям изгиб ротора. На самом валу диски фиксируют в осевом направлении разъемными кольцами.

В углах шпоночного паза диска резко увеличиваются напряжения. При появлении в них трещин может произойти хрупкое внезапное разрушение диска. Поэтому осевые шпонки устанавливают только под легкими дисками, напряжения в которых невелики даже с учетом осевых шпонок. Для нагруженных дисков, в частности для дисков последних ступеней, используют торцевые шпонки, устанавливаемые между торцевой поверхностью диска и легкой деталью, насаживаемой на вал (рис. 11.3). Диск 1 насаживается на вал 5 обычным образом. На правой торцевой поверхности с двух противоположных сторон выполнены шпоночные пазы 2. Во втулку 4 уплотнения с небольшим натягом запрессовываются шпонки 3, входящие в пазы на диске. Втулка 4 имеет малые

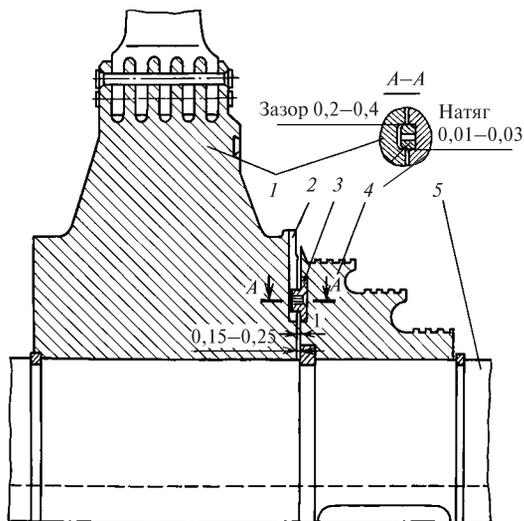


Рис. 11.3. Передача крутящего момента с диска на вал с помощью торцевой шпонки

размеры, возникающие в ней напряжения от центробежных сил невелики, поэтому ее можно насадить на вал с большим натягом и даже на осевой шпонке.

На рис. 11.4 показан сборный ротор ЦНД некоторых турбин ХТЗ. Все диски насаживаются на вал без осевых шпонок. Первые диски связаны торцевыми шпонками, а крутящий момент от них передается на вал (в случае ослабления посадки) с помощью торцевых шпонок, установленных между торцевыми поверхностями выступа вала и первого диска. Крутящий момент с двух последних дисков передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между ними и специальными шпоночными кольцами, насаженными на вал с натягом и на осевой шпонке.

Диск на валу в осевом направлении фиксируют с помощью буртика, до которого надвигается диск при горячей посадке, и кольца, устанавливаемого также в горячем состоянии в специальную расточку вала (см. рис. 11.3). Иногда такое фиксирующее кольцо делают разъемным. После установки двух половин кольца на него надвигается диск или втулка, соседствующая с рассматриваемым диском. Несмотря на фиксирующие кольца, диск должен иметь возможность свободно расширяться в осевом направлении, не вступая в контакт с соседними дисками, втулками или кольцами. Если такой контакт возникнет, то, поскольку он не может осуществляться по всей торцевой поверхности, произойдет изгиб вала и возникнет вибрация.

Основное достоинство сборных роторов состоит в том, что их можно выполнить очень больших размеров с высоким качеством дисков и вала. Основные

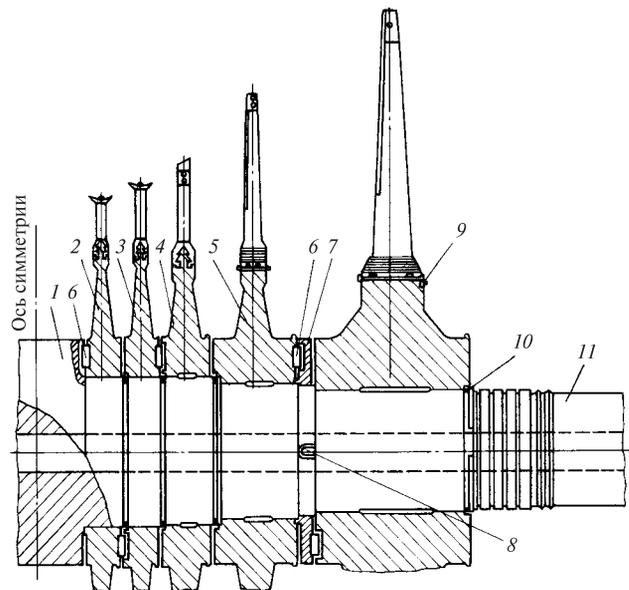


Рис. 11.4. Сборный ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ: 1 — выступ вала; 2 — 5 — диски первой — четвертой ступеней; 6 — торцевая шпонка; 7 — шпоночное кольцо; 8 — осевая шпонка; 9 — балансировочный груз; 10 — кольцо для осевой фиксации диска; 11 — шейка вала под вкладыш подшипника

недостатки сборных роторов связаны с высокой напряженностью насадных дисков, возможностью ослабления посадки и появления трещин из-за коррозии под напряжением в шпоночных пазах.

**Сварной ротор** (рис. 11.5) изготавливают из отдельных дисков и концевых частей, соединяемых кольцевыми сварочными швами по специальной технологии. Как и у сборного ротора, радиальные размеры сварного ротора не ограничиваются технологическими возможностями изготовления крупных поковок высокого качества.

Напряжения, вызванные вращением, в сварном роторе меньше, чем в сборном, так как в нем отсутствуют центральное отверстие (это снижает напряжения более чем в 2 раза) и посадка диска на вал. В свою очередь, эти два обстоятельства позволяют исключить у дисков ступицу, а профиль диска сделать таким, чтобы напряжения в нем мало изменялись по радиусу. Вместе с тем требования сварки и последующего отпуска не позволяют применить для сварных роторов высокопрочные стали.

Определенным недостатком сварного ротора является затрудненный контроль состояния его металла при капитальных ремонтах.

На ЛМЗ для ЦНД турбины К-1000-5,9/50 для работы с ВВЭР изготовлен цельнокованный ротор без центрального отверстия (рис. 11.6). Этот ротор выполнен из металла с высоким уровнем прочности, а его конструкция имеет многие преимущества сварного ротора, но не имеет сварных швов.

Рис. 11.5. Сварной ротор двухпоточного ЦНД турбины ХТЗ

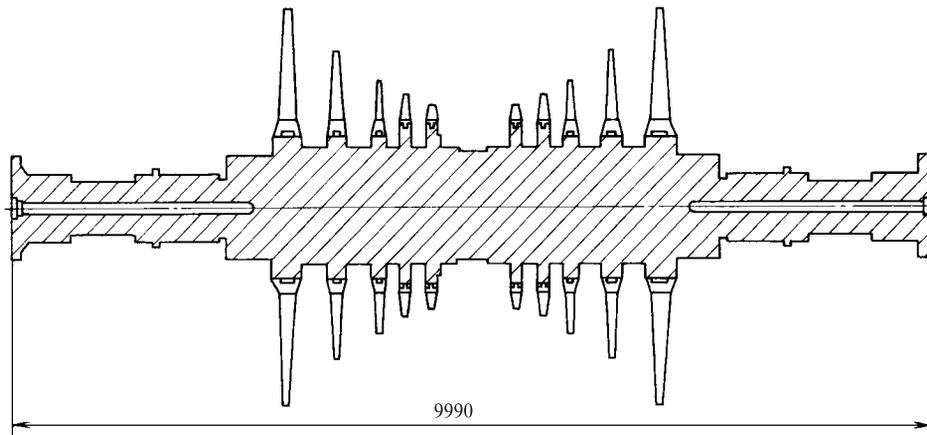
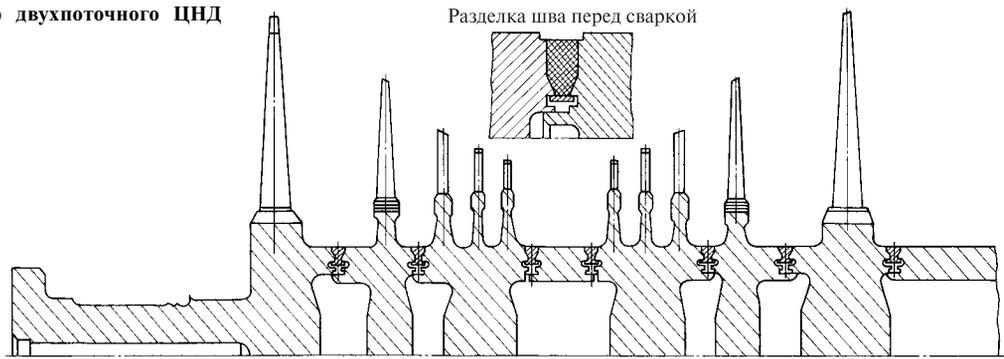


Рис. 11.6. Цельнокованный ротор для ЦНД турбины К-1000-5,9/50 ЛМЗ

Цилиндры высокого, а в турбинах с промежуточным перегревом и среднего давления работают при высоких температурах, при которых интенсивно развивается релаксация напряжений — уменьшение напряжений в деталях за счет пере-

хода части упругой деформации в необратимую деформацию ползучести. Например, контактное давление между диском и валом при высокой температуре со временем будет уменьшаться, освобождающая частота вращения падать, и в результате

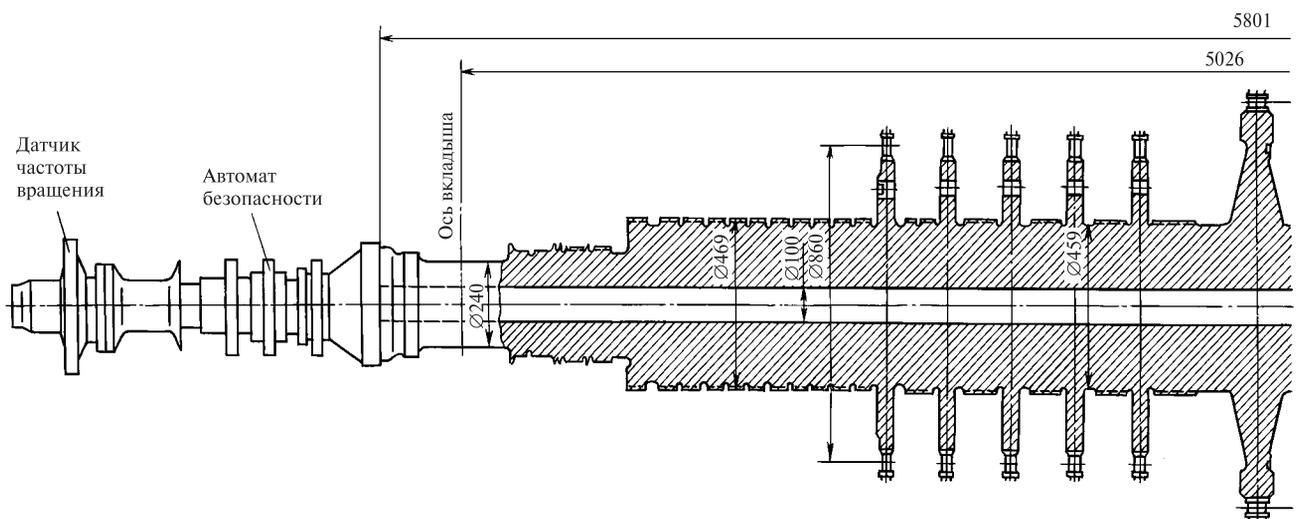


Рис. 11.7. Цельнокованный ротор ЦВД

произойдет освобождение диска. Поэтому использование насадных деталей в зоне высоких температур, в частности сборных роторов, недопустимо.

**Роторы ЦВД и ЦСД.** Для ЦВД в основном используются **цельнокованные роторы** (рис. 11.7). Собственно ротор, состоящий из вала и дисков, изготавливается из одной поковки. На периферии дисков выполняют пазы для установки рабочих лопаток.

Цельнокованные роторы (как и валы для сборных роторов) почти всегда выполняют с центральным отверстием, поскольку при затвердевании слитка, начинающемся с периферии, именно в центральной зоне концентрируются вредные примеси и дефекты, которые необходимо удалять. Эти дефекты тем более опасны, что расположены они в зоне максимальных напряжений. Центральное отверстие, хотя и увеличивает напряжения, позволяет проверить его поверхность и устранить дефекты, которые могут быть в нем. Используется оно и для периодического контроля за появлением и ростом дефектов в процессе эксплуатации. После осмотра полости отверстия его еще раз тщательно очищают и закрывают пробками, исключая попадание в него воды, масла, а также посторонних предметов.

В тех случаях, когда на входе в цилиндр температура высокая, а объемный расход пара на выходе достаточно большой (например, в ЦСД), используют **комбинированный ротор**: его паровпускная часть выполняется цельнокованой, а выходная — с насадными дисками (рис. 11.8).

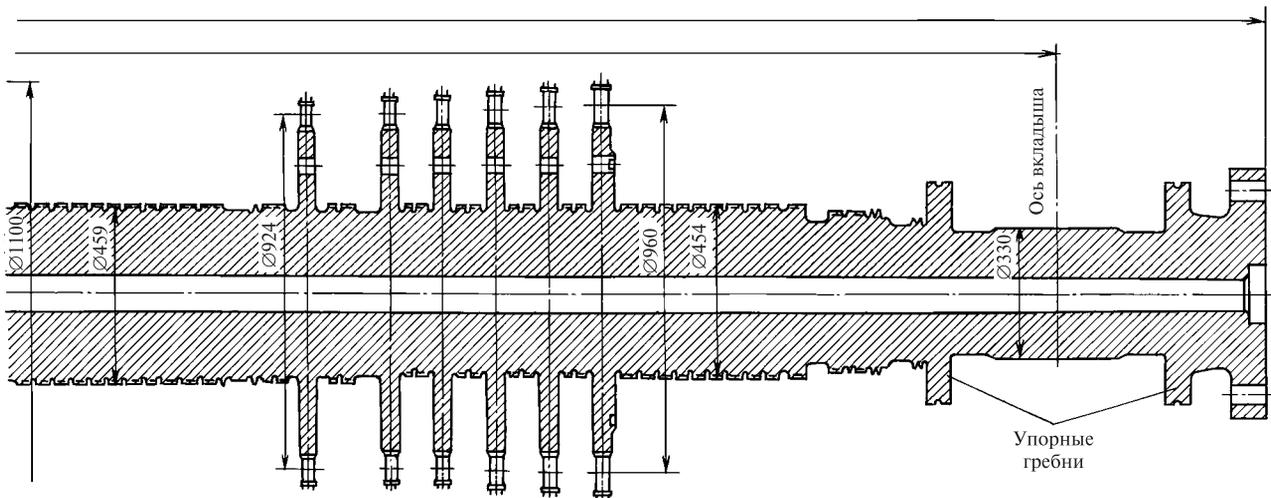
**Соединительные муфты** связывают отдельные роторы цилиндров турбины и генератора в единое

целое — валопровод. Муфты передают крутящий момент с ротора на ротор и не должны разрушаться даже при его кратковременном повышении в 4—6 раз, например при коротком замыкании в генераторе.

Качество изготовления, сборки и центровки полумуфт в значительной степени определяет вибрационное состояние турбоагрегата. При соединении роторов с расцентровками или изломами естественной линии прогиба вала возникает интенсивная вибрация, делающая эксплуатацию турбоагрегата невозможной. В современных турбинах используют жесткие и полужесткие муфты.

**Жесткие муфты** для исключения вибрации требуют центровки очень высокого качества.

Пример простейшей жесткой муфты, чаще всего используемой для соединения роторов ЦВД и ЦСД, показан на рис. 11.9. Полумуфты 1 и 3 выполнены в виде фланцев заодно с валами соединяемых роторов. Центровка полумуфт обеспечивается с помощью кольцевого выступа, расположенного на одной полумуфте, и впадины, находящейся на другой. Перед подъемом краном любого из роторов их раздвигают с помощью отжимных винтов, ввинчиваемых в отверстия 4. Полумуфты стягиваются призонными болтами 2, устанавливаемыми в строго соосные тщательно обработанные отверстия в полумуфтах с зазором 0,001—0,025 мм. Болты затягивают равномерно, контролируя их удлинения. Крутящий момент в жестких муфтах передается за счет сил трения между торцами полумуфт, возникающих из-за сжатия призонными болтами. Для точной повторяемости сборки валопровода после рассоединения используются конические болты 5.



турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

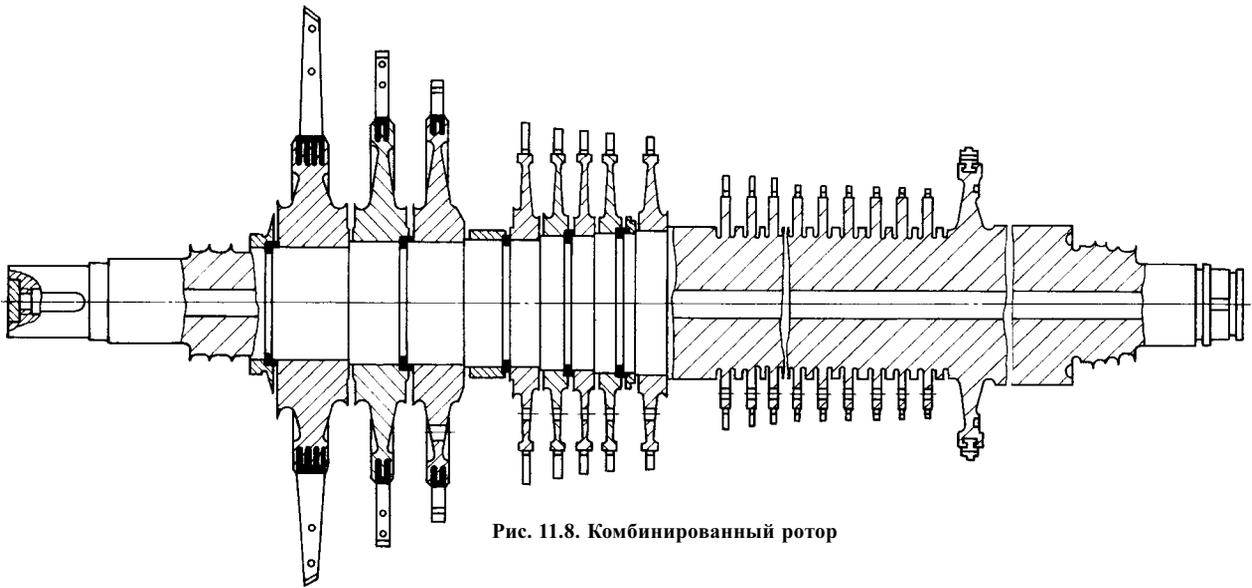


Рис. 11.8. Комбинированный ротор

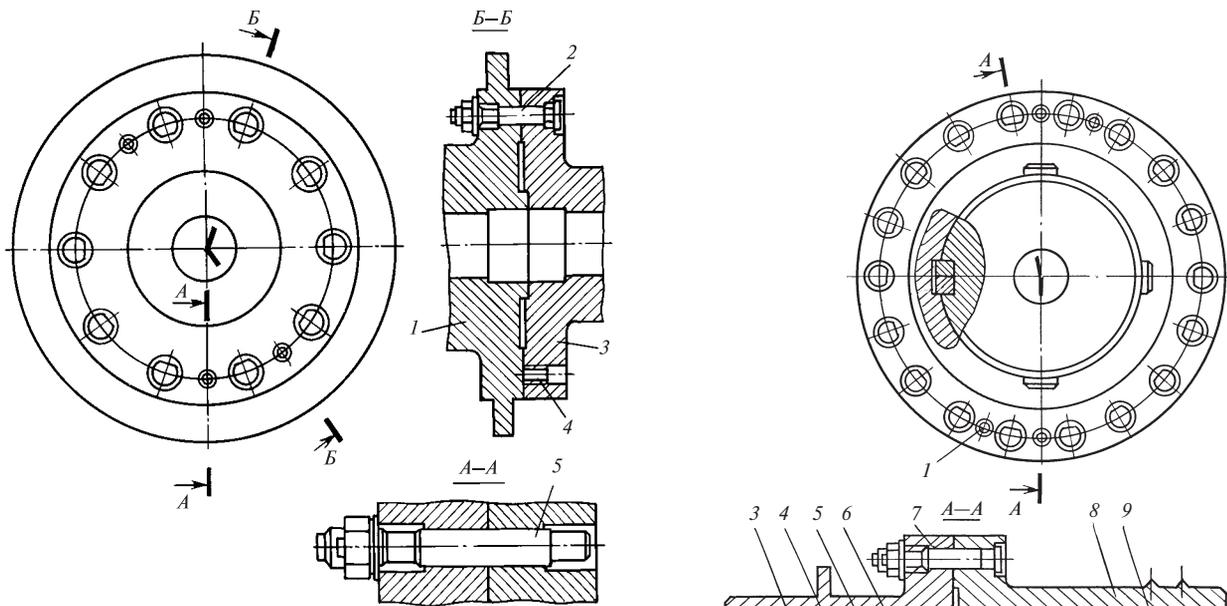


Рис. 11.9. Простейшая жесткая муфта

На рис. 11.10 показана конструкция жесткой муфты с насадными полумуфтами, служащей для передачи крутящего момента с ротора турбины на ротор генератора.

Концы валов турбины 6 и генератора 9, на которые насаживаются полумуфты 3 и 8, выполняют с небольшой конусностью (примерно 0,5%), а их посадочные поверхности пригоняют друг к другу по краске на длине 80—90% посадочного участка. Затем полумуфту нагревают в кипящей воде или

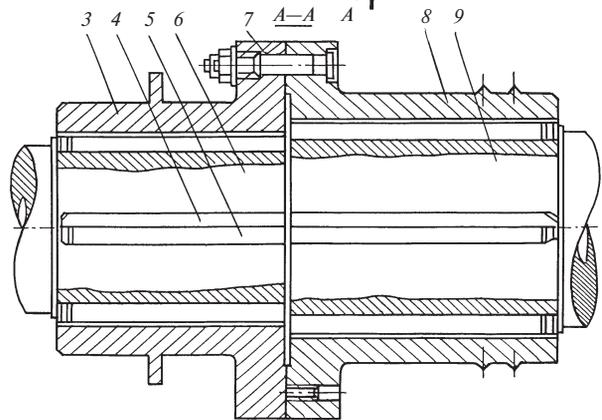


Рис. 11.10. Жесткая муфта

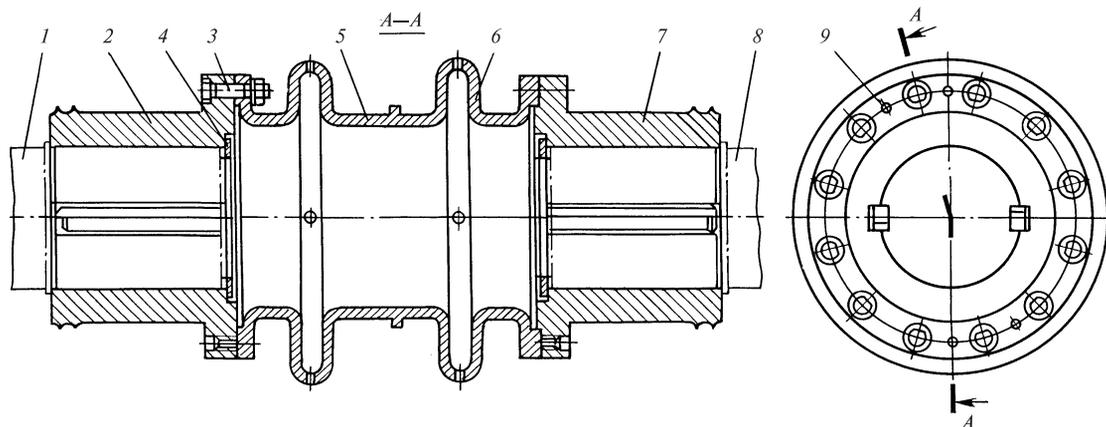


Рис. 11.11. Конструкция полужесткой муфты ЛМЗ:

1, 8 — соединяемые валы; 2, 7 — полумуфты; 3 — призонный болт; 4 — гайка; 5 — соединительный элемент; 6 — компенсатор; 9 — конический болт

ацетиленовой горелкой до 100—130 °С и насаживают на вал до упорного буртика, следя за точным совпадением шпоночных пазов в полумуфте и вале. Далее вставляют составные шпонки, состоящие из двух клинообразных частей: сначала закладывают длинную часть 4, а затем — короткую часть 5, закрепляемую с торца винтом. Передача крутящего момента осуществляется за счет сил трения, возникающих между торцами полумуфты, сжимаемыми призонными болтами 7. Повторяемость сборки обеспечивается двумя коническими штифтами 1.

Жесткие муфты просты и надежны в эксплуатации, но требуют очень тщательного изготовления и монтажа.

**Полужесткие муфты**, иногда называемые полугибкими, по предположению допускают небольшой излом осей соединяемых валов. Пример конструкции полужесткой муфты показан на рис. 11.11. Полумуфты насаживают на концы валов обычным способом, а между ними устанавливают соединительный элемент, имеющий один или несколько волнообразных компенсаторов. Взаимная фиксация полумуфт и соединительного элемента осуществляется коническими штифтами, а передача крутящего момента — за счет сил трения, создаваемых затяжкой призонных болтов.

### 11.1.2. Статор паровой турбины

Под статором турбины понимают неподвижные детали ее цилиндров: корпуса со встроенными в них корпусами подшипников (если они не выносные), обоймы для крепления диафрагм и сегментов концевых уплотнений, сами диафрагмы и сегменты уплотнений.

**Конструкция корпусов ЦВД** зависит от начальных параметров пара и предполагаемых режимов

эксплуатации. Для турбин на умеренные начальные параметры пара корпуса ЦВД выполняют одностенными. В такой конструкции на стенку корпуса действует разность давлений пара в турбине и атмосферного. В большинстве случаев одностенные корпуса используются и для ЦСД.

С повышением начальных параметров пара одностенная конструкция становится нерациональной, так как для обеспечения плотности фланцевого соединения приходится выполнять очень громоздким, а это затрудняет свободное тепловое расширение корпуса вслед за ротором при быстрых изменениях режима работы и увеличивает температурные напряжения во фланцах. В таких случаях корпус ЦВД выполняют двухстенным. В нем на каждую стенку действует только часть разности давлений. Это позволяет выполнить его с тонкими стенками и легкими фланцами. Кроме того, двухстенная конструкция позволяет локализовать во внутреннем корпусе зону высоких температур, а внешний корпус выполнить из более дешевых и технологичных материалов.

На рис. 11.12 показана конструкция одностенного корпуса ЦВД турбины с давлением пара на входе около 10 МПа.

Корпус состоит из нижней половины 2 и крышки 3, соединяемых фланцами 7, 9 и шпильками, ввинчиваемыми в нижнюю половину корпуса и проходящими через отверстия 19 в крышке (шпильки на рисунке не показаны). В крышку корпуса и его нижнюю половину сварены по две сопловые коробки 5, к штуцерам которых приварены корпуса 1 и 4 регулирующих клапанов. Пар из корпуса регулирующего клапана поступает в сопловую коробку, проходит через проточную часть турбины справа налево и выходит через два выход-

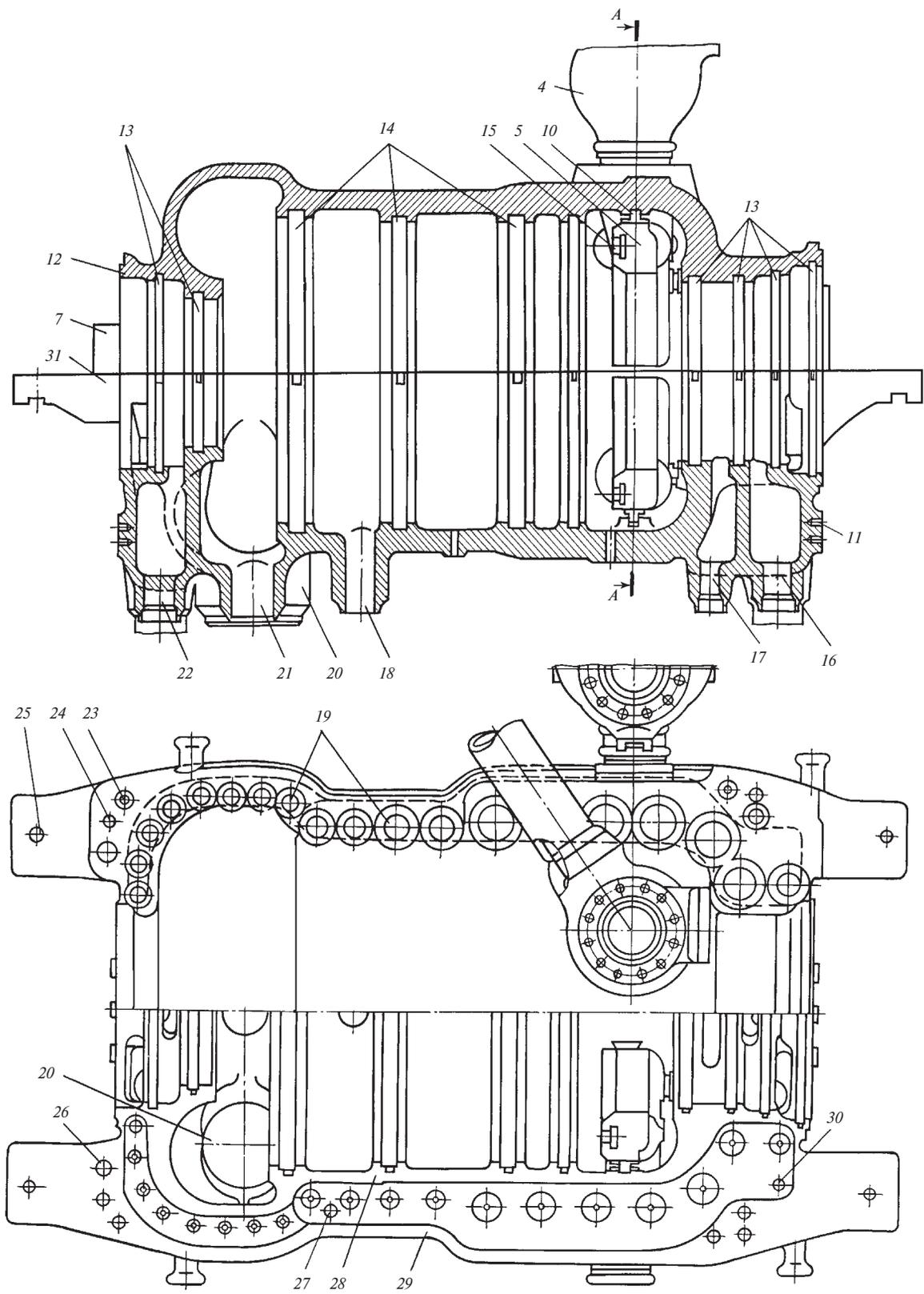


Рис. 11.12. Одностенный корпус ЦВД

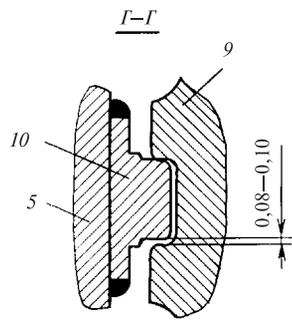
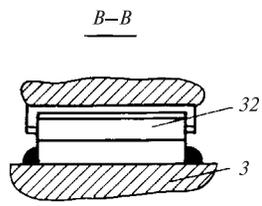
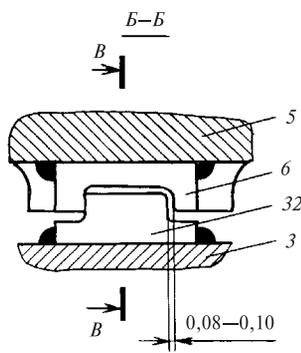
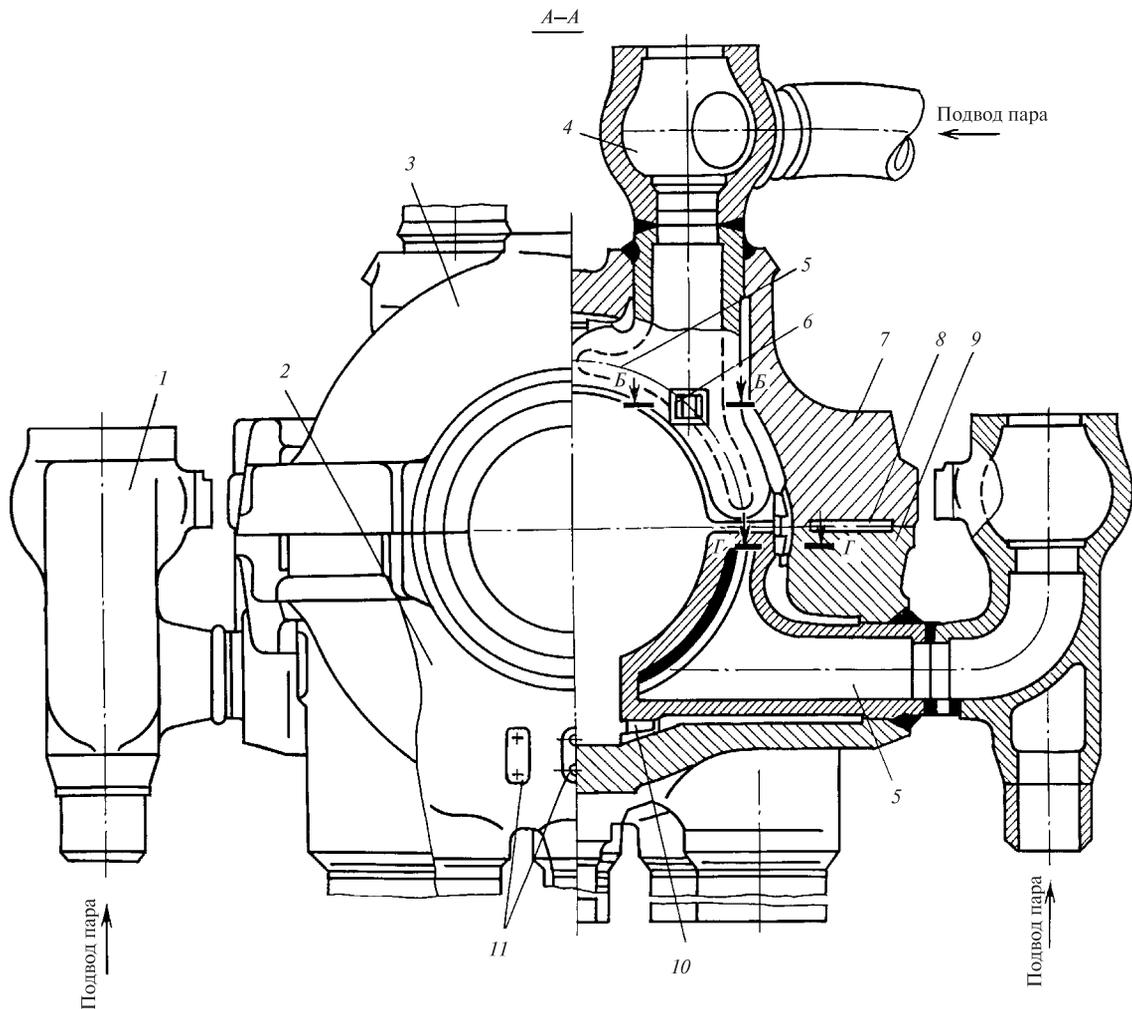


Рис. 11.12 (окончание)

ных патрубков 20, отлитых заодно с нижней половиной корпуса.

Сопловые коробки 5, приваренные к корпусу, имеют возможность свободно расширяться таким образом, чтобы не возникало, с одной стороны, усилий в сварочном шве, а с другой — опасности задеваний о них вращающихся частей. Для этого служит специальная система шпонок. Две шпонки 10 (см. сечение Г—Г) фиксируют положение сопловых коробок в плоскости А—А, допуская их перемещение только в ней и исключая осевые задевания сопловых коробок о вращающийся рядом диск регулирующей ступени. Шпонка 32, установленная в шпоночном пазу б (см. сечение Б—Б), направляет расширение сопловой коробки вдоль ее оси. Таким образом, сопловая коробка может свободно расширяться от пояса сварки вдоль штуцера, но только в плоскости ее установки.

Внутренняя поверхность корпуса имеет ряд расточек для установки статорных деталей. Расточки 14 служат для установки обойм, в которых размещаются диафрагмы, расточки 13 — для установки обойм сегментов концевых уплотнений (к торцевым поверхностям 12 крепятся дополнительные обоймы концевых уплотнений). В расточки 15 заводятся сегменты сопел регулирующей ступени.

Патрубок 18 и патрубок 21, расположенный между выходными патрубками 20, а также патрубки 16, 17 и 22 отсосов из уплотнений служат для отвода пара в систему регенеративного подогрева питательной воды.

При монтаже турбины нижняя половина корпуса продолжением своих фланцев — лапами 31 — укладывается на корпуса подшипников (см. ниже) и прицентровывается к ним. Для этого в лапах выполняются шпоночные пазы, а на торцевых поверхностях корпуса — площадки 11 для крепления вертикальных шпонок. После установки нижней половины корпуса укладывают ротор во вкладыши опорных подшипников. Затем опускают крышку. В отверстия 23 во фланце нижней половины перед опусканием крышки устанавливают направляющие колонки, вдоль которых и опускают крышку. Это исключает опасность смятия тонких гребней в диафрагменных и концевых уплотнениях. Для полной повторяемости сборки при капитальных ремонтах в отверстия 26 устанавливают чистые контрольные болты.

Для шпилек или болтов большого диаметра (в корпусах ЦВД он может достигать 200 мм) используется тепловая затяжка, обеспечивающая легкость проведения этой операции и отсутствие надиров на поверхностях контакта. Перед затяжкой шпильку разогревают с помощью карборундового электронагревателя, вставляемого в осевое сверление шпильки, или подачи туда горячего воздуха. Контролируя температуру шпильки, можно

добиться вполне определенного ее теплового удлинения, эквивалентного тем напряжениям растяжения, которые возникнут в шпильке после ее затяжки и сокращения в результате охлаждения.

Прилегание крышки к нижней половине должно быть настолько плотным, чтобы исключить пропаривание разъема. Поэтому разъем тщательно шабруют. Для уменьшения поверхности шабровки как при изготовлении турбины, так и при капитальных ремонтах, в период между которыми может происходить коробление корпуса, во фланцах выполняют обнизку 8 и шабровке подвергают только пояски 28 и 29.

Необходимость гарантированной плотности фланцевого разъема приводит к его большой ширине и массивности, что, как указывалось выше, снижает маневренность турбины. Для того чтобы обеспечить прогрев фланца с такой же скоростью, как и прогрев стенки корпуса, фланцы снабжают обогревом. В частности, для корпуса, показанного на рис. 11.12, его выполняют с помощью подачи горячего пара в короба из листовой стали, приваренные к внешней поверхности фланца (на рисунке не показаны).

Быстрый прогрев фланца в вертикальном направлении может привести к тому, что в холодной шпильке, и без того растянутой силой затяжки фланцев, возникнут дополнительные напряжения. Это может привести к появлению в шпильке пластических деформаций растяжения, и ее рабочая часть удлинится. Тогда при стационарном режиме, когда шпилька прогреется до той же температуры, что и фланец, и расширится, произойдет пропаривание фланцевого разъема. Для того чтобы обеспечить прогрев шпильки в том же темпе, что и прогрев фланца, через отверстие 30 в обнизку подается горячий пар, обтекающий верхнюю часть шпилек. Сбрасывается пар через отверстие 27.

Контроль качества сборки на электростанции после установки турбины и присоединения паропроводов (после изготовления турбина проходит первую контрольную сборку на заводе) выполняется с помощью специальных динамометров, устанавливаемых в отверстия 25 в лапах корпуса.

Перед закрытием цилиндра поверхность фланцевого разъема для лучшей плотности смазывают графитом или специальной мастикой. При длительной работе мастика «схватывает» крышку и нижнюю часть корпуса, что затрудняет легкий подъем крышки во время капитального ремонта после разболчивания фланцевого соединения. Для первоначального отжатия крышки от нижней половины в отверстия 24 (рис. 11.12) крышки ввинчивают отжимные болты.

На рис. 11.13 показана конструкция двухстенного корпуса ЦВД турбины на сверхкритические параметры пара. Пар к турбине поступает по

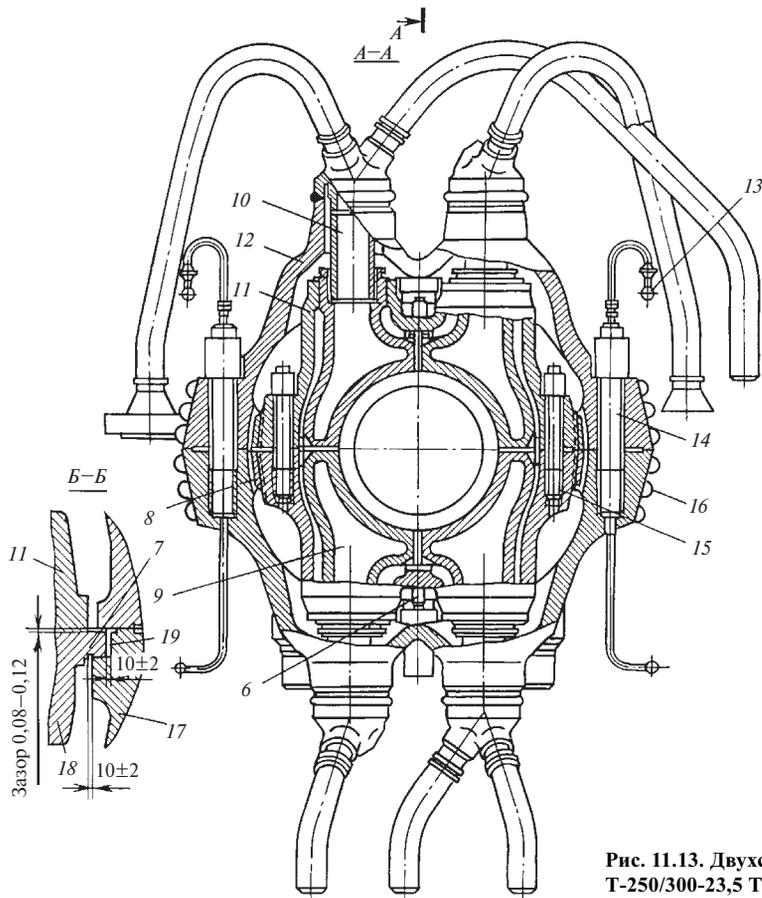
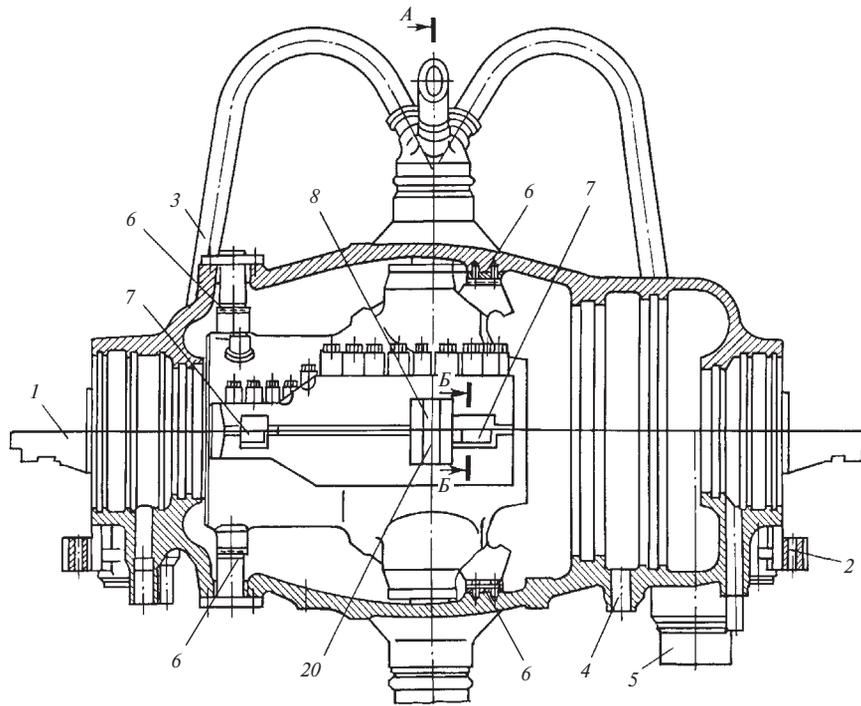
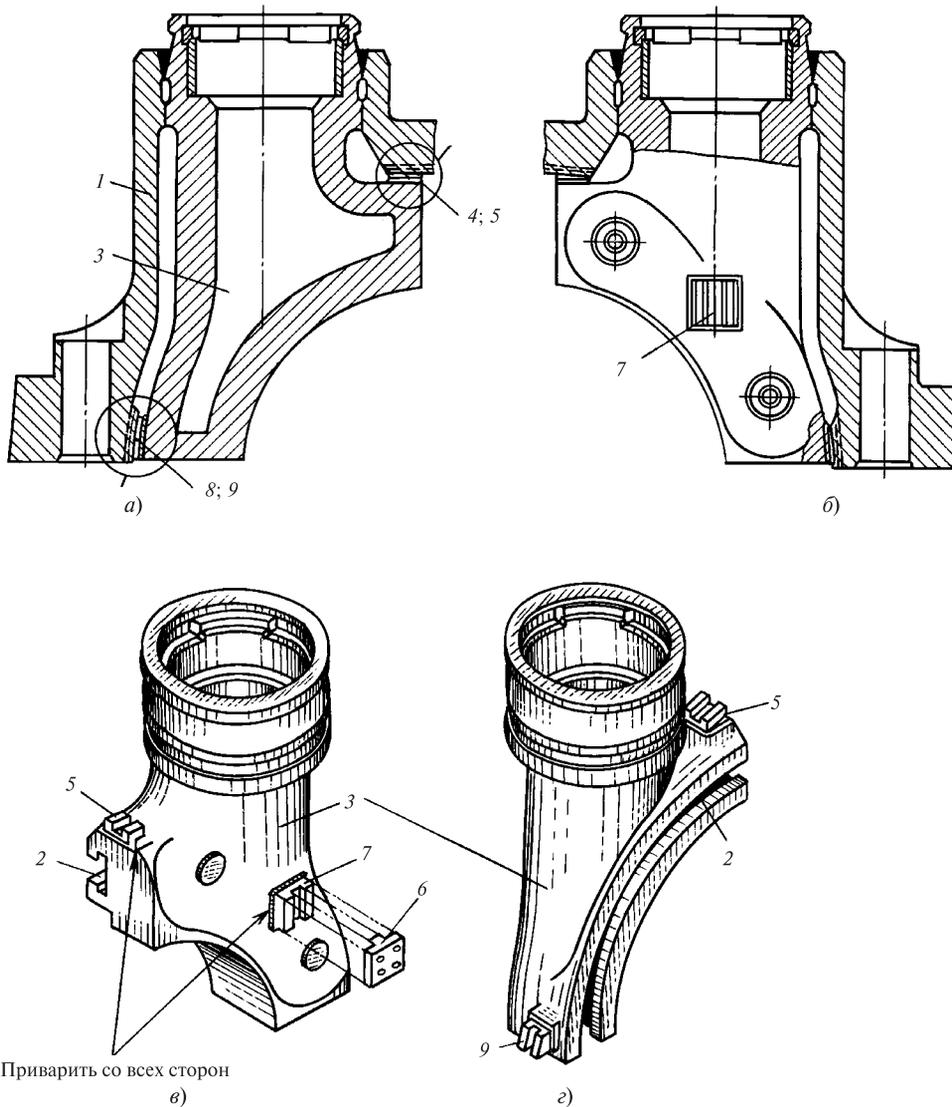


Рис. 11.13. Двухстенный корпус ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ



**Рис. 11.14. Установка сопловых коробок во внутреннем корпусе двухстенного ЦВД:**

*a* — разрез по оси паропускной части перпендикулярно оси турбины; *б* — вид на направляющую осевой шпонки сопловой коробки; *в* — вид с тыльной стороны сопловой коробки (виден Т-образный паз для установки сопловых сегментов); *г* — вид со стороны сопловых сегментов; 1 — верхняя половина корпуса внутреннего цилиндра; 2 — паз для установки сопловых сегментов; 3 — сопловая коробка; 4 — верхняя окружная шпонка; 5 — направляющая окружной шпонки; 6 — осевая шпонка сопловой коробки; 7 — направляющая осевой шпонки; 8 — боковая окружная шпонка; 9 — направляющая окружной шпонки

гибким паропроводам 3 к четырем штуцерам 10 и из них — в четыре сопловые коробки 9.

Конструкция и способ установки сопловой коробки во внутреннем корпусе показаны на рис. 11.14. Штуцер сопловой коробки цилиндрической формы вваривается в воротники внутреннего корпуса. От сварочного пояса сопловая коробка расширяется вдоль окружных и осевой шпонок, устанавливаемых на корпусе турбины. К сопловой коробке крепятся направляющие шпонки.

После сопл регулирующей ступени, установленных в пазах сопловых коробок, пар проходит проточную часть, расположенную во внутреннем корпусе 11 (вернемся к рис. 11.13). Затем он поворачивается на 180° и движется сначала в межкорпусном пространстве между внутренним 11 и внешним 12 корпусами, а потом через проточную часть, установленную во внешнем корпусе 12, пар из цилиндра выходит через два патрубка 5. Таким образом, в корпусе реализуется противоточная («петлевая») схема движения пара.

Сборка такого цилиндра осуществляется следующим образом (см. рис. 11.13).

С помощью лап 1 внешний корпус устанавливается на приливы корпусов подшипников и прицентровывается к корпусам подшипников вертикальными шпонками 2, расположенными в вертикальной плоскости симметрии цилиндра. В нижней половине 17 внешнего корпуса выполнены четыре выборки 19, а на фланце нижней половины 18 внутреннего корпуса — лапки 7, с помощью которых он свободно подвешивается во внешнем корпусе. При этом штуцера нижних сопловых коробок 9 свободно надеваются на штуцера 10.

Поскольку и через внутренний, и через внешний корпус проходит один и тот же ротор, ясно, что внутренний корпус должен быть прицентрован к внешнему, т.е. их оси должны совпадать. Для этого нижняя половина внутреннего корпуса подвешивается в нижней половине внешнего корпуса таким образом, чтобы плоскости разъема этих корпусов совпадали. Для этого и используются опорные лапки 7. В вертикальной плоскости обеих половин внутреннего цилиндра устанавливаются две продольные шпонки 6. Таким образом, *подвеска внутреннего корпуса на уровне разъема и продольные шпонки обеспечивают центровку внутреннего корпуса во внешнем.*

Если не принять дополнительные меры, то при сохранении центровки внутренний корпус сможет перемещаться во внешнем в меру податливости штуцеров 10. При этом будет возникать опасность их выламывания в месте сварки. Поэтому строго на оси паровпуска между корпусами устанавливают по две (на каждой половине) вертикальные шпонки 8. Пересечение трех плоскостей — горизонтальной плоскости подвески внутреннего корпуса во внешнем, вертикальной плоскости симметрии и поперечной плоскости паровпуска — образует фикс-пункт — точку 20, от которой происходит свободное расширение внутреннего корпуса во внешнем при сохранении центровки.

Вернемся к сборке цилиндра. После центровки нижней половины внутреннего корпуса во внешнем и нижних половин обойм (не показанных на рисунке) во внешнем корпусе устанавливают ротор турбины и закрывают внутренний цилиндр крышкой 11 (см. рис. 11.13), а обоймы — верхними половинами. Фланцевый разъем затягивается шпильками 15. Затем опускают крышку внешнего корпуса 12 с пароподводящими трубами 3, которая своими верхними штуцерами 10 входит в отверстия сопловых коробок, и затягивают шпильками 14 фланцевый разъем внешнего корпуса. Патрубок 4 используют для отбора пара. Внешний корпус имеет короба 16 для обогрева фланцев и коллектор 13 для обогрева шпилек.

На рис. 11.15 показана нижняя часть внешнего корпуса с установленным в нем внутренним корпусом. В отличие от конструкции двухстенного корпуса, показанного на рис. 11.13, совпадение вертикальных плоскостей корпусов обеспечивается продольными шпонками, входящими в направляющие пазы 7, и вертикальными шпонками 5.

На рис. 11.16 показаны детали подвески внутреннего корпуса во внешнем в зоне паровпускной части турбины.

На рис. 11.17 показана конструкция паровпуска ЦВД с двухстенным корпусом. На паровпускном штуцере выполнены проточки, на которые надеты разрезные уплотнительные кольца. Сам штуцер приваривается к внешнему корпусу. В расточку сопловой коробки, приваренной к внутреннему корпусу, с натягом устанавливают закаленную втулку и закрепляют ее специальным стопорным сегментом. За счет разреза и упругости уплотнительные кольца, диаметр которых в свободном состоянии несколько больше внутреннего диаметра втулки, могут сжиматься. В результате они входят во втулку, образуя с ней плотное, но подвижное соединение, не мешающее свободному взаимному вертикальному перемещению внутреннего и внешнего корпусов.

**Конструкция корпусов ЦНД** определяется большими габаритами, вызванными большими объемными пропусками пара. Большие габаритные размеры делают литую конструкцию ЦНД нерациональной: литой корпус имел бы слишком большую массу. Поэтому корпуса ЦНД турбин выполняют из листовой стали сварными. Хотя перепад давлений на корпус ЦНД невелик, его большие размеры обуславливают действие на него больших сил от атмосферного давления. Поэтому корпус имеет большое число ребер и подкосов, делающих его достаточно жестким.

Для возможности установки ротора корпус ЦНД выполняют с горизонтальным разъемом. Но, как правило, он имеет и несколько технологических вертикальных разъемов: после изготовления отдельных частей корпуса их соединяют по вертикальным разъемам на турбинном заводе и в дальнейшем вскрывают только горизонтальный разъем.

Корпуса ЦНД выполняют двух типов: одностенными и двухстенными.

Пример конструкции **одностенного корпуса**, часто называемого корпусом с внешней обоймой, показан на рис. 11.18. Корпус состоит из сварной (иногда ее выполняют литой) средней части — обоймы 9, к которой двумя технологическими разъемами присоединены два выходных патрубка 8 с вваренными в них нижними половинами корпусов подшипников. Такие подшипники называются встроенными.

Пар в цилиндр поступает через входные патрубки 16. Диафрагмы проточной части установ-



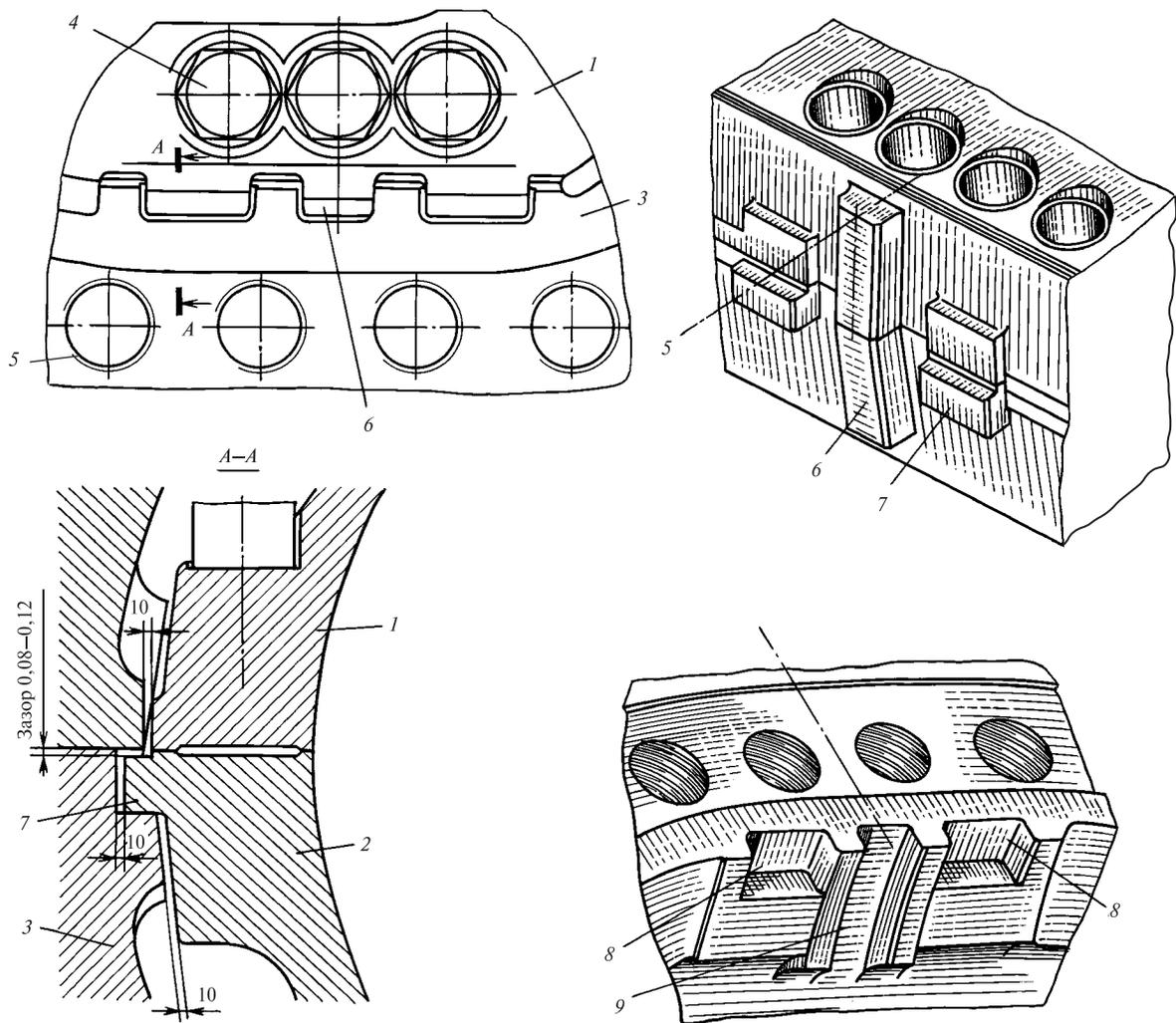


Рис. 11.16. Детали подвески внутреннего корпуса двухстенного ЦВД во внешнем корпусе:

1, 2 — верхняя и нижняя половины внутреннего корпуса; 3 — нижняя половина внешнего корпуса; 4 — гайка скрепляющей шпильки внутреннего корпуса ЦВД; 5 — резба под шпильки нижней половины внешнего корпуса; 6 — окружающие шпонки; 7 — опорные лапки; 8 — выборки под опорные лапки 7; 9 — направляющие окружающих шпонок 6

Поэтому во многих ЦНД используют **двухстенный** корпус, или корпус с внутренней обоймой (внутренним корпусом). Обойма свободно устанавливается во внешнем корпусе, деформации которого практически не передаются на обойму.

На рис. 11.19 показана конструкция двухстенного корпуса ЦНД. Внешний его корпус сварной. Он состоит из двух выходных и средней частей, соединенных технологическими фланцами. Горизонтальный разъем внешнего корпуса тщательно уплотняется для того, чтобы исключить присосы атмосферного воздуха в конденсатор.

Обойма устанавливается во внешнем корпусе следующим образом. Фланец нижней части обоймы имеет четыре лапки (рис. 11.20), с помощью которых он подвешивается во внешнем кор-

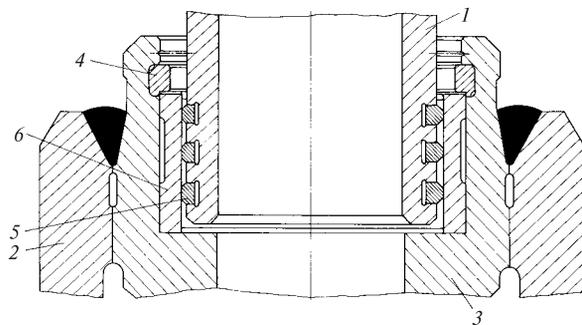


Рис. 11.17. Конструкция паровпускной части двухстенного ЦВД:

1 — паровпускной штуцер, приваренный к внешнему корпусу; 2 — внутренний корпус; 3 — сопловая коробка; 4 — стопорный сегмент; 5 — уплотнительное (поршневое) кольцо; 6 — втулка

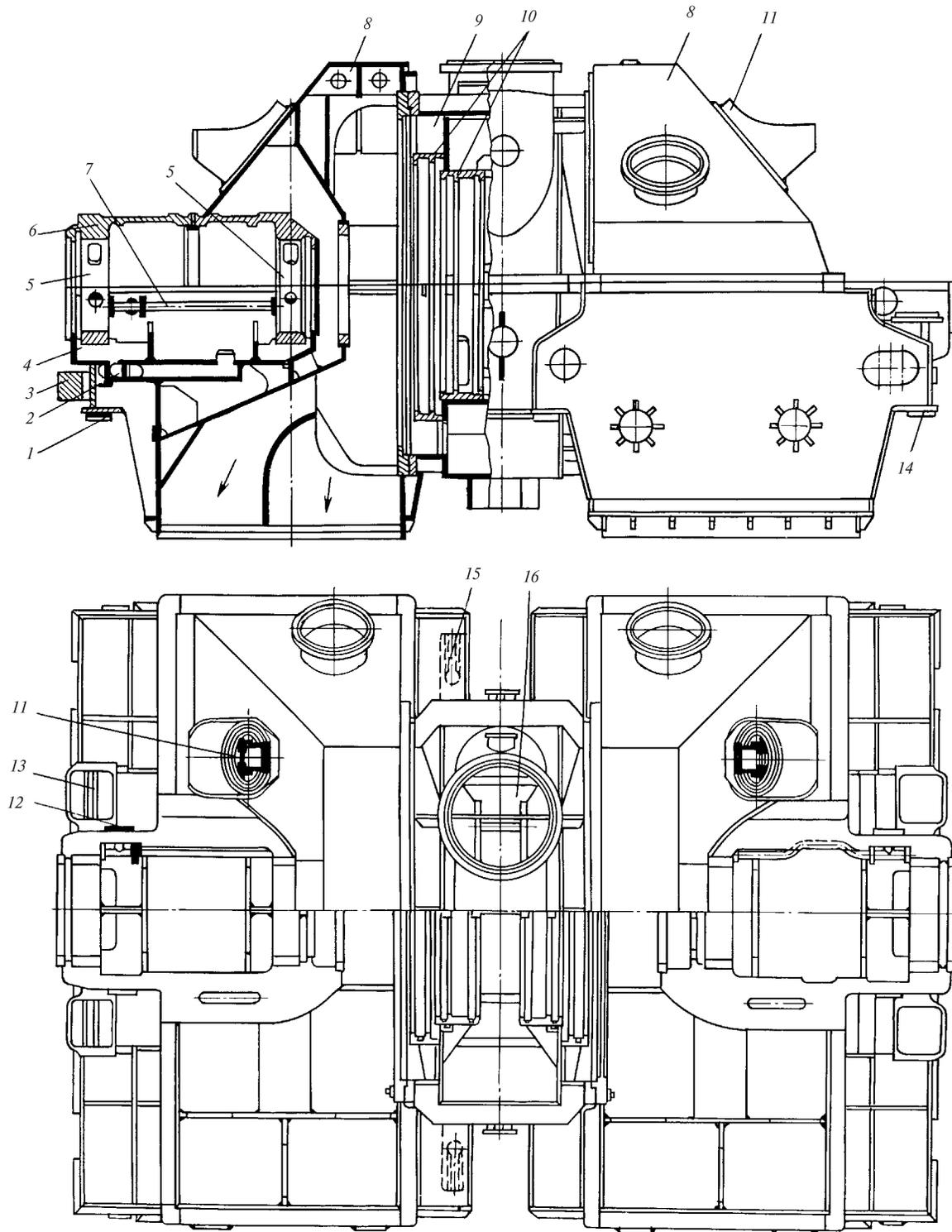


Рис. 11.18. Конструкция одностенного корпуса ЦНД

пусе на уровне горизонтального разреза. Для исключения проворота за счет реактивных усилий, действующих на диафрагмы, обойма дополнительно удерживается скобами, которые, однако, не препятствуют ее свободному поперечному тепловому расширению.

Для фиксации общей поперечной плоскости корпусов в их нижней части устанавливают две вертикальные шпонки (см. рис. 11.19 и 11.20). Совпадение вертикальных плоскостей обеспечивается четырьмя продольными шпонками. Фиксипункт внутреннего корпуса по отношению к внешнему располагается на пересечении вертикальной, поперечной и горизонтальной плоскостей подвески.

Впуск пара в ЦНД осуществляется по двум ресиверным трубам, расположенным по сторонам турбины, в нижнюю половину цилиндра. Паровпуск между внешним и внутренним корпусами имеет компенсатор взаимных расширений.

Диафрагмы турбин устанавливают либо непосредственно в корпусе турбин, либо в обоймах, объединяющих несколько диафрагм. Установка обойм в кольцевые расточки в корпусе турбины показана на рис. 11.21.

Обойменная конструкция цилиндра имеет ряд преимуществ. Большое кольцевое пространство между гребнями соседних обойм часто служит для отбора пара. При отсутствии обойм возникает необходимость в создании камеры отбора, поскольку близкое размещение ступеней к патрубку отбора вызывает окружающую неравномерность потока между ступенями и приводит к вибрации и усталости рабочих лопаток. Создание камеры отбора при безобойменной конструкции повлечет, с одной стороны, увеличение длины турбины, а с другой — снижение экономичности из-за потерь с выходной скоростью в ступени, расположенной перед отбором. Установка обойм упрощает сборку и монтаж турбины, поэтому они часто используются и в цилиндрах, где отборы отсутствуют. Обоймы оказывают экранирующее действие по отношению к корпусу турбины. Быстрые изменения температуры в проточной части турбины, возникающие при резких изменениях режима, не передаются столь быстро на внутреннюю поверхность корпуса, что повышает маневренность турбины.

Установка обойм имеет и недостатки. Диаметр корпуса турбины увеличивается, а так как сила, отрывающая его фланцы друг от друга, пропорцио-

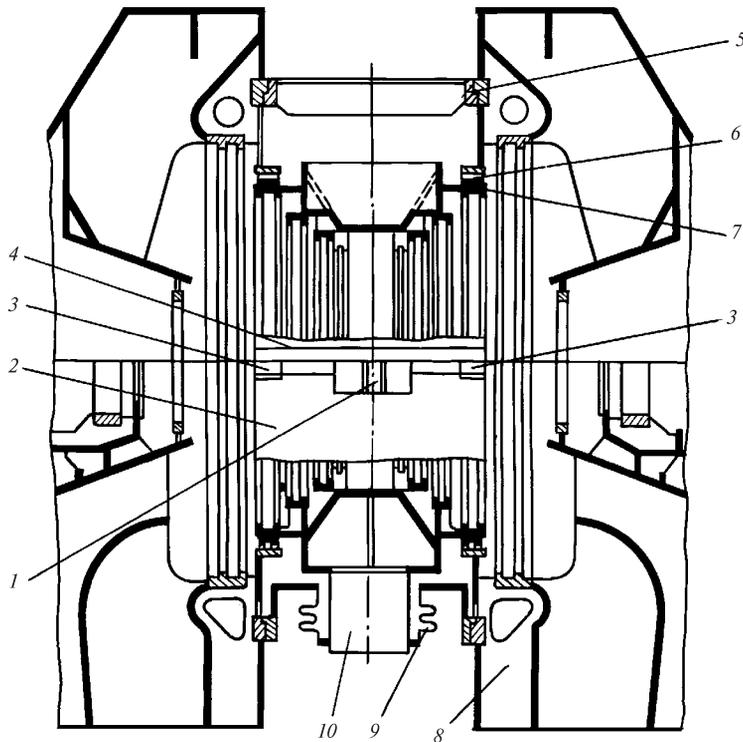
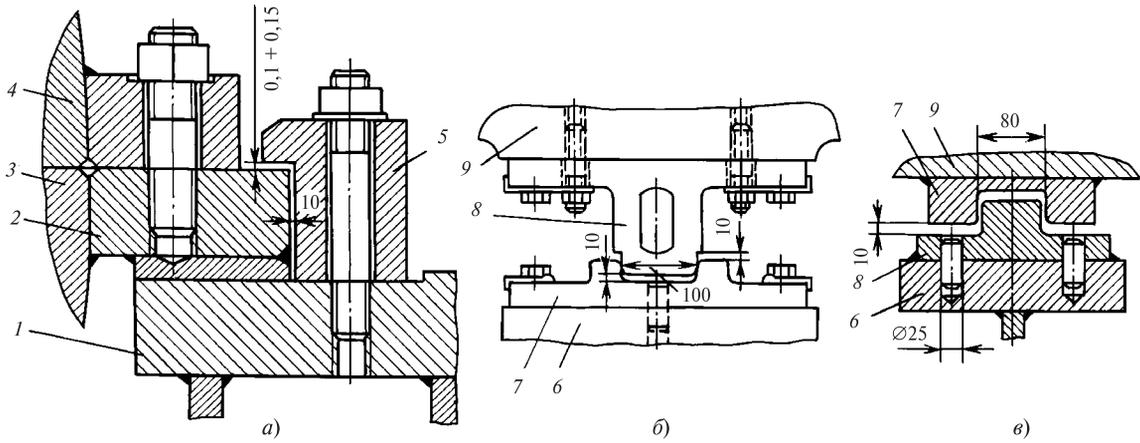


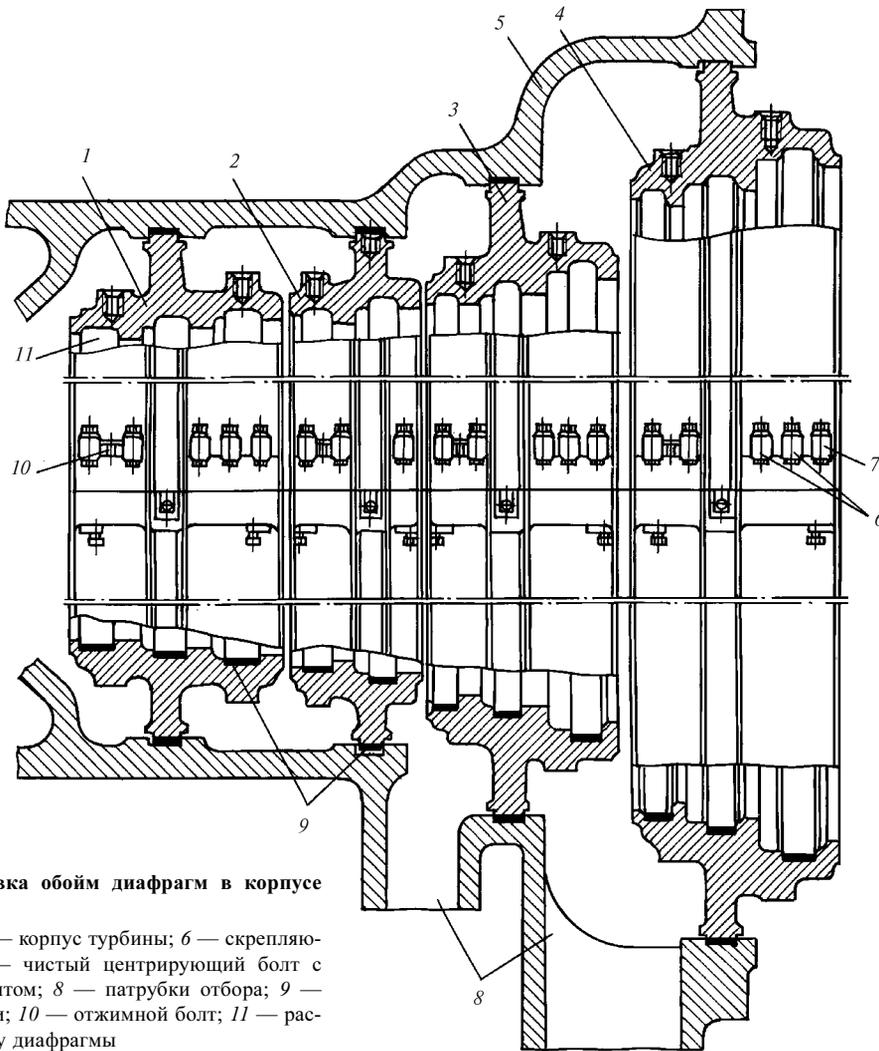
Рис. 11.19. Конструктивная схема двухстенного корпуса ЦНД:

1 — вертикальная шпонка; 2 — нижняя часть обоймы; 3 — лапки для подвески обоймы; 4 — крышка обоймы; 5 — фланец; 6 — продольная шпонка; 7 — обойма; 8, 10 — патрубки отборов пара; 9 — компенсатор



**Рис. 11.20. Детали установки обоймы в корпусе ЦНД:**

*a* — подвеска обоймы; *б* — вертикальная шпонка; *в* — продольная шпонка; 1 — кронштейн для подвески; 2 — лапка; 3, 4 — нижняя половина и крышка обоймы; 5 — прижимная скоба; 6 — внешний корпус; 7 — шпоночный паз; 8 — шпонка; 9 — обойма

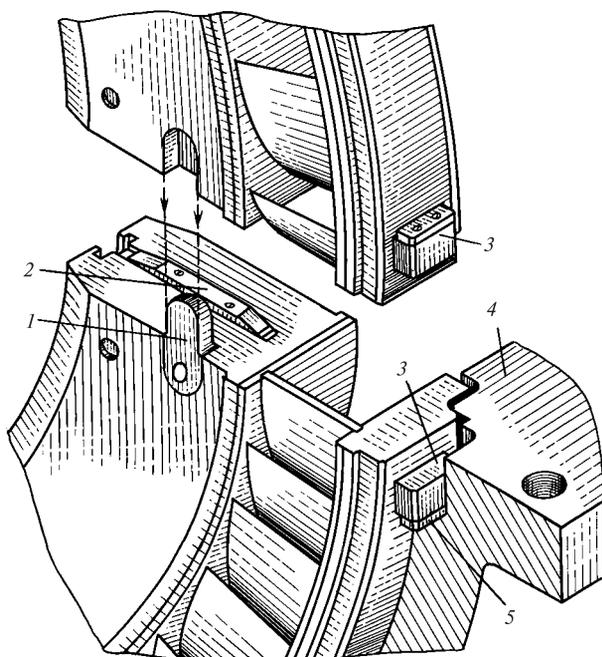
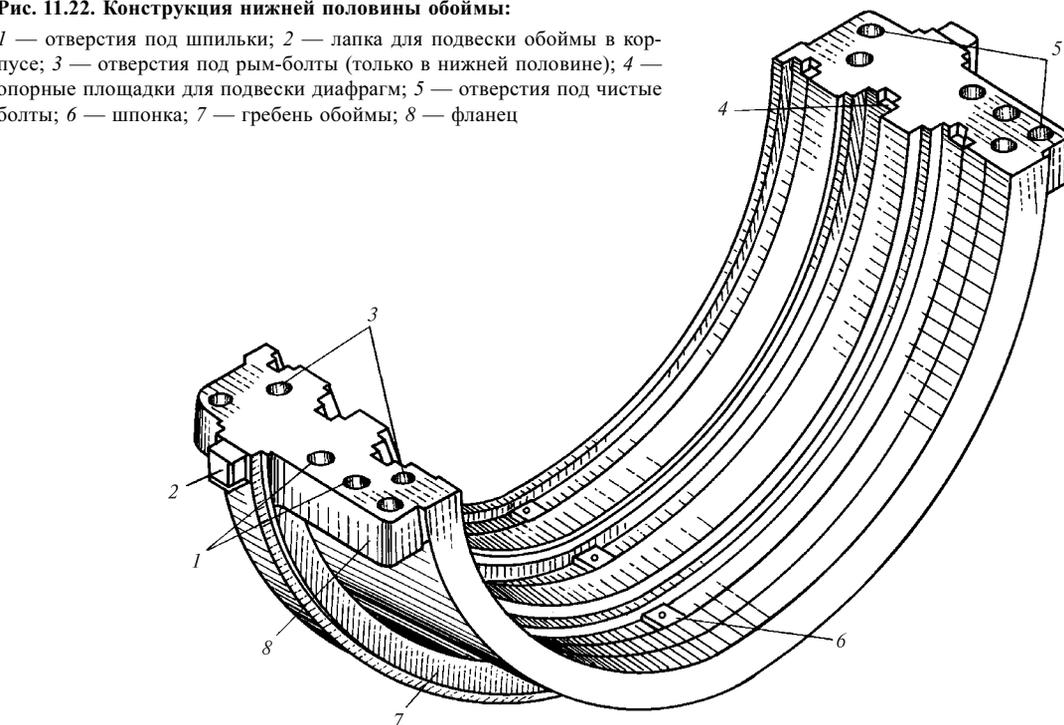


**Рис. 11.21. Установка обойм диафрагм в корпусе турбины:**

1—4 — обоймы; 5 — корпус турбины; 6 — скрепляющие шпильки; 7 — чистый центрирующий болт с удерживающим винтом; 8 — патрубки отбора; 9 — продольные шпонки; 10 — отжимной болт; 11 — расточка под установку диафрагмы

**Рис. 11.22. Конструкция нижней половины обоймы:**

1 — отверстия под шпильки; 2 — лапка для подвески обоймы в корпусе; 3 — отверстия под рым-болты (только в нижней половине); 4 — опорные площадки для подвески диафрагм; 5 — отверстия под чистые болты; 6 — шпонка; 7 — гребень обоймы; 8 — фланец



**Рис. 11.23. Взаимная фиксация половин диафрагмы:**

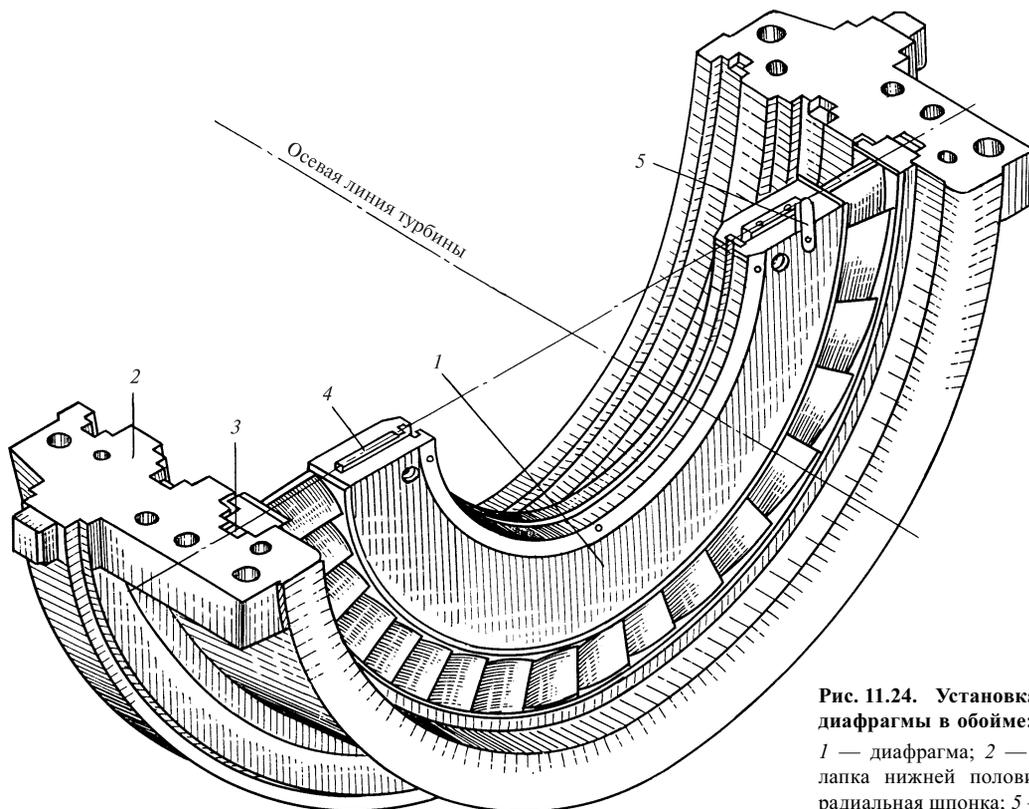
1, 2 — специальные вертикальная и радиальная шпонки; 3 — опорные лапки; 4 — обойма; 5 — регулировочная прокладка

нальна диаметру, то требуется увеличение размеров фланцев и крепежных деталей. Цилиндр с обоймами имеет большие массу, габариты и трудоемкость изготовления.

Типичная конструкция нижней половины обоймы показана на рис. 11.22. Обойма представляет собой цилиндр, имеющий горизонтальный разъем, скрепляемый шпильками и болтами. Она устанавливается в корпусе так, чтобы могла свободно расширяться от некоторого вполне определенного положения. Для этого на ней выполняют кольцевой гребень, которым она входит в кольцевую расточку в корпусе турбины. В нижней половине обоймы на уровне разреза к кольцевому гребню приваривают две лапки, с помощью которых через установочные прокладки ее подвешивают в выборках в нижней половине корпуса. Для исключения возможности поперечного смещения обоймы в нижней части корпуса турбины устанавливают продольную шпонку (см. рис. 11.21).

При работе турбины перепад давлений, действующий на обойму, плотно прижимает ее гребень к кольцевой поверхности выточки в корпусе. Таким образом, обойма прицентровывается к корпусу турбины и свободно расширяется от кольцевого гребня.

Сборка обоймы ведется следующим образом. Нижнюю половину обоймы свободно подвешивают в нижней половине корпуса турбины. Затем в ее расточки помещают нижние половины диафрагм. После установки ротора в подшипники



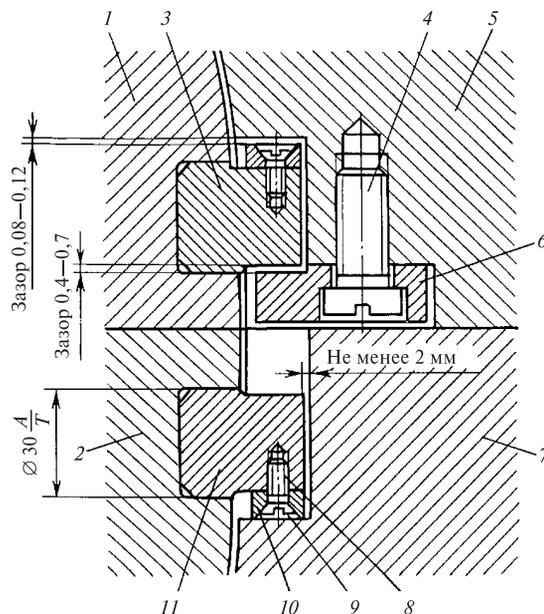
**Рис. 11.24. Установка нижней половины диафрагмы в обойме:**

1 — диафрагма; 2 — обойма; 3 — опорная лапка нижней половины диафрагмы; 4 — радиальная шпонка; 5 — специальная шпонка

устанавливают верхнюю часть обоймы с подвешенными в ней верхними половинами диафрагм. Центровку двух половин обоймы осуществляют с помощью центрирующих болтов. Затем обойму стягивают скрепляющими болтами и устанавливают крышку корпуса турбины.

**Диафрагма** состоит из двух полукольцевых пластин, имеющих горизонтальный разъем, позволяющий установить ротор. Каждая половина диафрагмы состоит из соединенных между собой обода, которым диафрагма сопрягается с обоймой или корпусом турбины, тела и сопловых лопаток. Фиксация половин диафрагмы относительно друг друга показана на рис. 11.23. В осевом направлении она осуществляется радиальной шпонкой, устанавливаемой в раземе, а в поперечном — специальным штифтом или небольшой специальной вертикальной шпонкой.

Диафрагма устанавливается (рис. 11.24) в охватывающей ее детали (обойме или корпусе) так, чтобы, с одной стороны, она могла свободно расширяться, а с другой — расширяться вполне определенно — ее ось должна совпадать (или почти совпадать) с осью охватывающей ее детали. Для этого ее нижняя половина свободно подвешивается в корпусе или обойме с помощью лапок так, чтобы при работе ее горизонтальная плоскость совпадала с плоскостью разреза



**Рис. 11.25. Узел подвески диафрагмы в обойме (корпусе) турбины:**

1, 2 — тела верхней и нижней половин диафрагмы; 3, 11 — опорные лапки; 4, 8 — винты; 5, 7 — верхняя и нижняя половины обоймы (корпуса); 6 — пластина; 9 — опорная площадка обоймы в выборке; 10 — прокладка

корпуса (или обоймы). Продольная шпонка, расположенная между диафрагмой и обоймой (см. рис. 11.21), фиксирует вертикальную плоскость. Таким образом обеспечивается центровка.

В большинстве конструкций диафрагм их верхние половины подвешиваются в верхней половине обоймы и при закрытии обоймы свободно ложатся

на разъем нижней половины так, как показано на рис. 11.25. В современных турбинах используют два вида диафрагм: литые (рис. 11.26, 11.27) и сварные (рис. 11.28).

**Литые диафрагмы** используют в ЦНД, где температура невысока и можно использовать в качестве материала чугун.

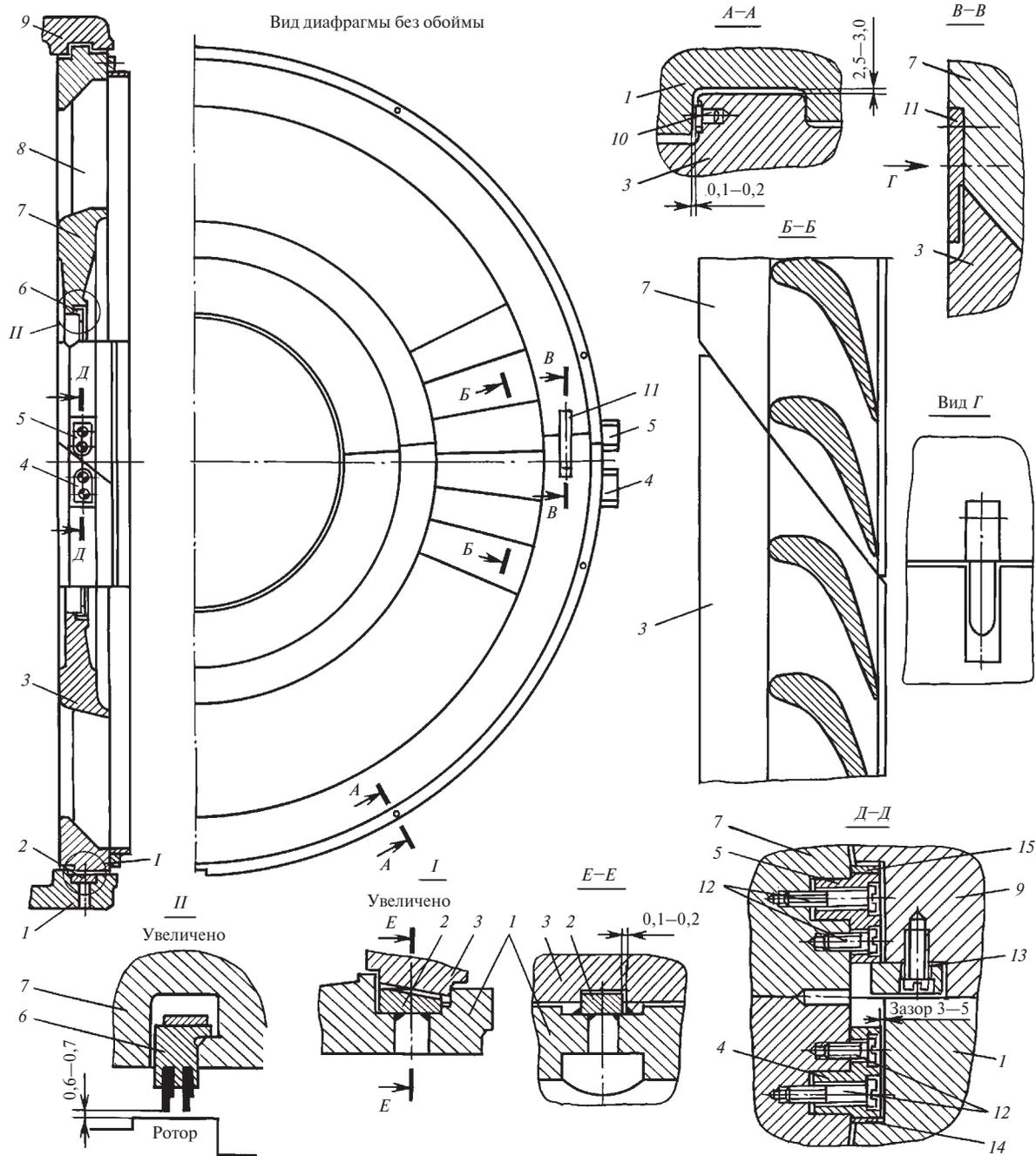


Рис. 11.26. Литая диафрагма

Пример конструкции литой диафрагмы показан на рис. 11.26. Стальные отдельно изготовленные лопатки 8 устанавливают в литейную форму и заливают обод и тело диафрагмы. После этого обрабатывают разъем, соединяют по нему две половины диафрагмы и дальнейшую обработку ведут в собранном виде.

Литые диафрагмы с длинными лопатками всегда выполняют с косым разъемом (см. сечение *Б—Б*), для того чтобы исключить разрезку лопаток, попадающих в разъем. Если разъем сделать прямым, то части разрезанных лопаток, расположенные на половинах диафрагмы, идеально не совпадут. Поток пара в каналах с разрезанными лопатками будет искажаться, и появятся силы, возбуждающие вибрацию рабочих лопаток и вызывающие их усталостные поломки.

Точная центровка половин диафрагмы при косом разьеме обеспечивается одной вертикальной шпонкой 11, установленной на ободе диафрагмы.

Нижняя половина 3 диафрагмы подвешивается в нижней половине обоймы 1 на лапках 4 через подгоночную прокладку 14. Лапки к диафрагме крепятся винтами 12. Для фиксации вертикальной плоскости в обойме устанавливают продольную шпонку 2. Для закрепления в верхней половине обоймы 9 верхней половины диафрагмы 7 к ней в области разьема крепятся лапки 5. При подъеме обоймы 9 стопорные шайбы 13 подхватывают диафрагму за эти лапки. При нормальной работе турбины контакт половин диафрагмы осуществляется только в разьеме, а между подгоночной прокладкой 15 и обоймой так же, как между лапкой 5 и стопорной шайбой, имеются зазоры.

Для фиксации осевого положения в гребне диафрагмы по окружности устанавливают штифты 10, создающие зазор 0,1—0,2 мм, достаточный для свободного осевого расширения диафрагмы. Для свободного радиального расширения предусматривается зазор 2,5—3 мм. На внутренней поверхности тела диафрагмы выполняют фигурный паз, в который вставляют сегменты уплотнения 6.

Диафрагмы последних ступеней, имеющие большие радиальные размеры, часто скрепляются по разьему до закрытия цилиндра (см. рис. 11.27).

В области высоких давлений и температур, где высоты сопловых лопаток малы, диафрагмы изготавливают исключительно **сварными**. Литые при малых высотах лопаток не может обеспечить достаточной точности изготовления.

При изготовлении сварной диафрагмы (см. рис. 11.28) отдельно фрезеруют сопловые лопатки 3 и штампуют бандажные ленты 2 и 4, в которых пробивают отверстия точно по профилю лопаток с необходимым шагом и углом установки.

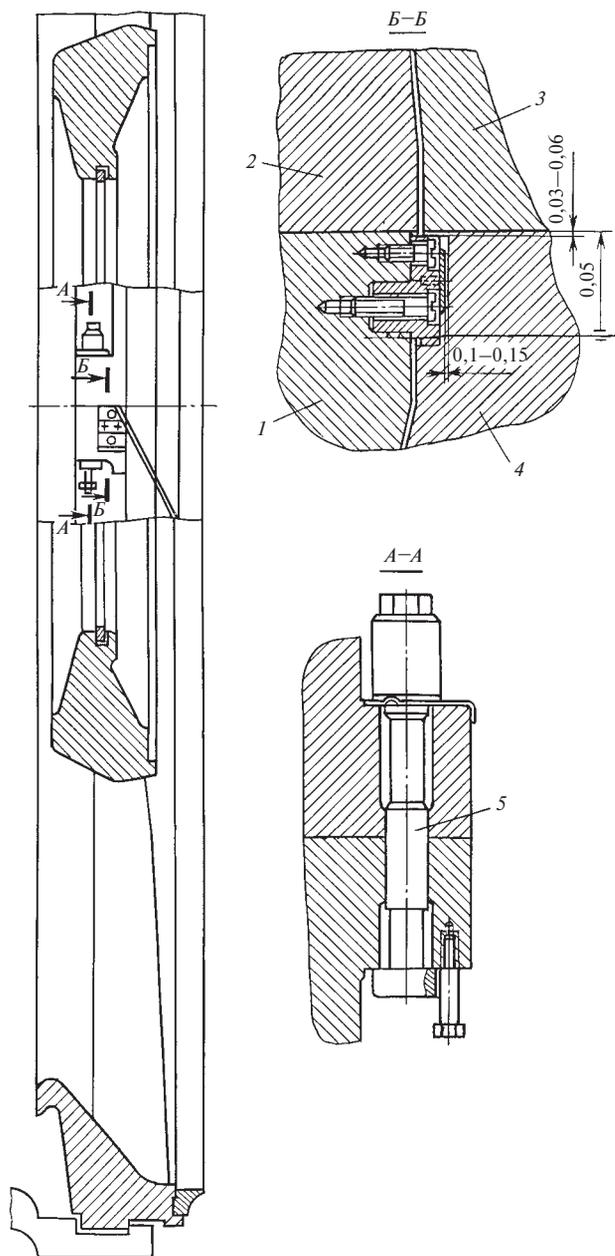


Рис. 11.27. Литая диафрагма с фланцевым разъемом:

1, 2 — нижняя и верхняя половины диафрагмы; 3, 4 — верхняя и нижняя половины обоймы; 5 — стяжной призонный болт

Затем эти элементы сваривают, а к ним приваривают тело 1 и обод 5 диафрагмы. Для фиксации осевого положения половин диафрагмы и уменьшения утечки пара в разьеме устанавливают поперечную шпонку 8, а на боковой поверхности — верти-

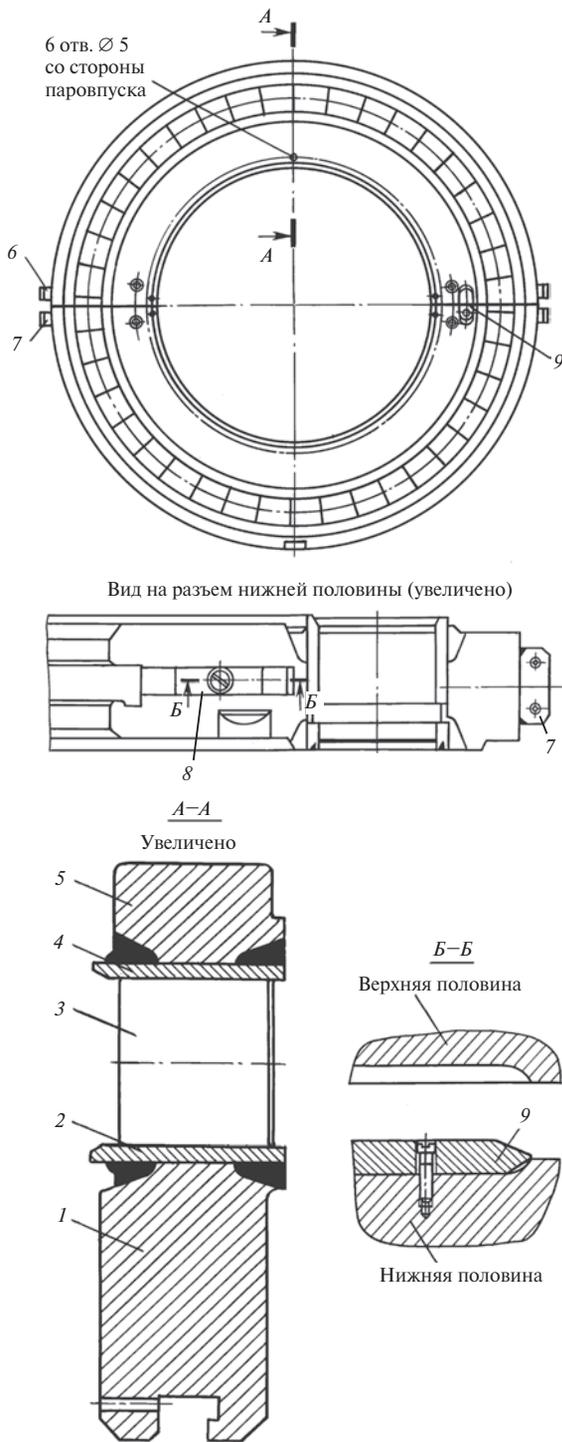


Рис. 11.28. Сварная диафрагма для ЦВД турбин

кальную шпонку 9. Диафрагма подвешивается в обойме с помощью лапок 6 и 7, как описано выше.

Сварные диафрагмы являются универсальными. Их используют не только в ЦВД и ЦСД, но часто и в ЦНД тихоходных турбин АЭС.

Для регулирования расхода пара в ЧНД теплофикационных турбин часто используют **поворотные диафрагмы**. Пример конструкции поворотной диафрагмы показан на рис. 11.29. На диафрагме 1 обычной конструкции установлено поворотное кольцо 3, в котором выполнены два ряда окон 4 и 5.

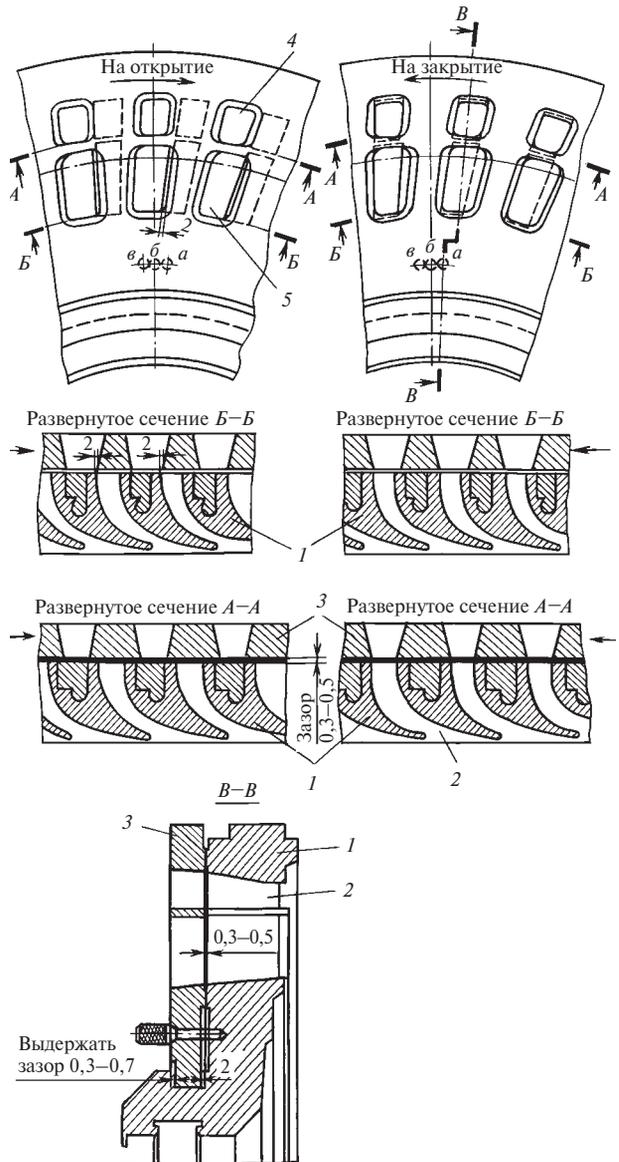


Рис. 11.29. Поворотная диафрагма конструкции ЛМЗ

С помощью сервомотора кольцо 3 может поворачиваться относительно диафрагмы. В закрытом положении окна кольца расположены напротив сопловых лопаток 2, поэтому пар в ЧНД не проходит (имеется лишь небольшое пространство для прохода пара в нижнем ряду окон 5 для охлаждения проточной части). При повороте диафрагмы по часовой стрелке сначала открывается проход пара через нижние окна, а затем — через верхние. Таким образом, в рассмотренной конструкции по существу реализуется парораспределение с двумя регулирующими клапанами. Существуют аналогичные конструкции и с большим числом рядов окон, в которых создано трех- и даже четырехклапанное сопловое парораспределение в ЧНД.

### 11.1.3. Подшипники паровых турбин

Подшипники служат для фиксации такого положения вращающегося валопровода в турбине, при котором обеспечивается надежная и экономичная ее работа. В зависимости от числа роторов в валопроводе и способа их соединения турбоагрегат может иметь от трех до двенадцати опорных подшипников и один или два (чаще всего один) упорных.

*Опорные подшипники воспринимают и передают на детали корпуса радиальные нагрузки* от собственного веса валопровода, от неуравновешенных центробежных сил и расцентровок, от аэродинамических сил, возникающих в проточной части турбины и уплотнениях. Конструкция опорных подшипников и их режим работы должны обеспечивать малые зазоры в проточной части и уплотнениях для поддержания высокой экономичности. Вместе с тем они должны исключать возможность радиальных задеваний в проточной части.

*Упорный подшипник воспринимает результирующее осевое усилие*, действующее на валопровод турбины.

В паровых турбинах используют только подшипники скольжения (опорные и упорные), в которых между вращающимися и невращающимися деталями при нормальной работе всегда существует тонкий слой смазывающей жидкости.

Конструктивная схема типичного **опорного подшипника** показана на рис. 11.30. Шейка вала 1 размещается во вкладыше 2 подшипника с небольшим зазором, в который по каналу 9 из масляного бака насосом подается масло. Оно проходит между шейкой и верхней половиной вкладыша (баббитовой заливкой 10), охлаждая при этом шейку и вкладыш, а затем поступает в зазор между шейкой и нижней половиной вкладыша с баббитовой заливкой. Между шейкой и баббитовой заливкой нижней

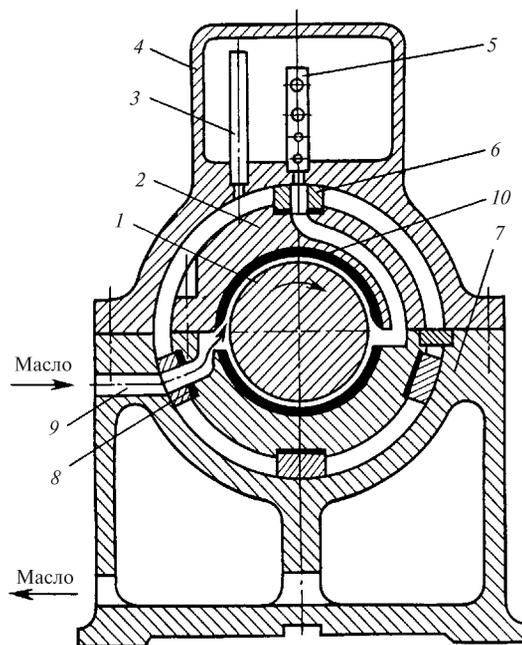


Рис. 11.30. Схема опорного подшипника

половины вкладыша образуется несущая масляная пленка — масляный клин, воспринимающий статические и переменные усилия от ротора и передающий их на вкладыш подшипника. Далее эти усилия с вкладыша передаются на статорные части турбины. При этом исключается контакт металлических поверхностей вала и вкладыша.

Отработавшее масло через торцевой зазор между валом и вкладышем стекает в корпус (картер) 7 подшипника, откуда самотеком направляется в масляный бак.

Положение шейки вала, а следовательно, и валопровода турбины в ее корпусе определяется положением вкладыша. Для его установки используют три нижние колодки 8 с цилиндрической внешней поверхностью. На них помещается нижняя половина вкладыша. Верхняя колодка 6 необходима для плотного зажатия вкладыша в корпусе подшипника. Между вкладышем и колодками для тонкой центровки расточек вкладыша, диафрагм и уплотнений устанавливают регулировочные прокладки.

В турбоустановках, в которых масляные насосы расположены не на валу турбины, на крышках подшипников или над ними устанавливают аварийные емкости 4, непрерывно заполненные маслом, подаваемым по маслопроводу 5. Избыток масла по переливной трубе 3 стекает в корпус подшипника. При прекращении подачи масла, например из-за разрыва подающего маслопровода, сис-

тема защиты отключает турбогенератор от сети, а смазка шейки вала в период замедления вращения осуществляется маслом, поступающим из аварийной емкости по маслопроводу 5 через дозирующие отверстия, подобранные специальным образом и обеспечивающие уменьшение расхода масла при замедлении вращения турбины.

К конструкции опорных подшипников предъявляют ряд требований.

Работа подшипника должна быть надежной, исключаящей сильный разогрев масла и износ вкладыша. При износе вкладыша изменяются вибрационные характеристики всего валопровода и может возникнуть интенсивная его вибрация. Масло в подшипнике нагревается за счет сил трения между слоями масла в пленке и теплоты, передающейся по валу от горячих частей турбины. Обычно количество теплоты, идущей по валу, не превышает 10—20 % теплоты, выделяющейся в масляном слое. При разогреве до 115 °С внутренняя поверхность вкладыша, заливаемая антифрикционным легкоплавким сплавом — баббитом, размягчается, и ее сопротивление деформированию и износу резко ухудшается. При 150 °С разрушается пленка из масла марки 22, часто применяемого для смазки подшипников. При 350 °С происходит выплавление баббитовой заливки, что приводит к тяжелой аварии всего турбоагрегата.

Поэтому для поддержания температурного уровня подшипника во всех эксплуатационных инструкциях жестко регламентируются температура масла на входе (обычно 35—45 °С), нормальная температура его на выходе (около 65 °С) и предельная температура (около 75 °С), при которой необходима немедленная остановка турбины. Температура баббитовой заливки, контролируемая термометрами сопротивления или термопреобразователями, не должна превышать 100 °С.

Опорные подшипники воспринимают статические усилия от силы веса ротора и от поперечных сил, действующих в ступенях с парциальным подводом пара.

При поперечных колебаниях ротора на подшипник действуют дополнительные переменные усилия. При динамическом (с ускорением) смещении шейки вала в масляном слое подшипника возникают циркуляционные силы, которые способствуют появлению самовозбуждающихся колебаний (см. гл. 14).

Таким образом, подшипник обладает «противоречивыми» свойствами: с одной стороны, он является эффективным демпфером, уменьшающим колебания ротора, а с другой стороны, в его масляном слое возникают циркуляционные силы, возбуждающие колебания.

Третьим важным качеством подшипника, влияющим на динамическую устойчивость роторов, явля-

ется анизотропия — различие динамической податливости масляной пленки в горизонтальном и вертикальном направлениях. Чем выше анизотропия масляной пленки, тем выше динамические качества подшипника — виброустойчивость системы ротор—подшипник.

Подшипники должны соответствовать названным качествам: обладать высоким уровнем демпфирования, малыми циркуляционными силами, высокой анизотропией и при этом иметь достаточную несущую способность и допустимую толщину масляного слоя. Для исключения задеваний в подшипниках минимальная толщина масляного слоя должна быть не менее 50 мкм.

Потери на трение в подшипнике должны быть небольшими. При диаметрах шеек валов, достигающих в мощных турбинах 600 мм, потери мощности на трение могут достигать 200 кВт на каждый подшипник.

Для заливки вкладышей подшипников используют баббиты — высокопластичные, легкодеформируемые и легкоплавкие сплавы на основе олова.

Выбор материала для заливки вкладышей обусловлен в первую очередь требованием, чтобы при возможном контакте поверхности шейки вала и баббитовой заливки не происходило повреждения шейки и чтобы при этом поверхность вкладыша легко восстанавливалась при ремонтах.

**Конструкция расточки вкладыша и организация его маслоснабжения** играют решающую роль в удовлетворении перечисленных выше требований. Даже небольшие изменения в форме расточки вследствие износа или отступлений в форме при ремонте могут существенно изменить вибрационные характеристики подшипника.

Опорные подшипники скольжения выполняются с неподвижными опорными поверхностями и с подвижными опорными сегментами. К первому типу относятся одноклиновые (по-другому — цилиндрические, «половинные»), двухклиновые (по-другому — эллиптические, «лимонные»). Подшипники с большим числом неподвижных поверхностей опирания в отечественном турбостроении не применяются.

Подшипники второго типа — с подвижными самоустанавливающимися поверхностями называют сегментными.

Конструктивное исполнение подшипников самое разнообразное: они различаются размерами, формой расточки, способами подвода и отвода масла и др. Сегментные подшипники различаются числом несущих сегментов, подводом масла к ним, расположением сегментов по окружности и т.д.

Рассмотрим некоторые типичные конструкции подшипников.

Одноклиновой вкладыш (рис. 11.31, *a*) имеет цилиндрическую расточку. При вращении шейки вала под ней образуется один несущий масляный клин. Принцип работы одноклинового подшипника рассмотрен выше. Его конструкция наиболее проста, поэтому он широко применяется для турбин малой и средней мощности.

С ростом мощности турбин и увеличением циркуляционных возмущающих сил работа одноклинового подшипника не обеспечивает устойчивости вращения вала на масляной пленке и возникает интенсивная вибрация. Одной из мер борьбы с ней является использование двухклинового подшипника, имеющего овальную расточку (рис. 11.31, *б*).

Требуемая овальность вкладыша рассчитывается очень точно и практически выполняется следующим образом. Между половинками вкладыша в разъеме устанавливается с каждой стороны про-

кладка, толщина которой подбирается таким образом, чтобы после выполнения цилиндрической расточки, удаления прокладок и соединения половин вкладыша можно было получить требуемую овальность. Точность изготовления прокладок  $\pm 20$  мкм по толщине. Вкладыш растачивается с допуском  $+50$  мкм. Получающаяся расточка характеризуется степенью эллиптичности  $m = 1 - 2\Delta_v / (2\Delta_r)$ , где  $2\Delta_v$  — суммарный вертикальный зазор;  $2\Delta_r$  — сумма боковых (горизонтальных) зазоров. Для обеспечения хорошей виброустойчивости необходимо иметь  $m = 0,65 \dots 0,75$ , т.е. суммарный вертикальный зазор должен быть меньше суммы горизонтальных зазоров в 3—4 раза. Существенным параметром для подшипников является относительный зазор  $\varphi_r = \Delta_r / R$ , где  $R$  — радиус шейки. Типичные значения  $\varphi_r = (0,3 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$ .

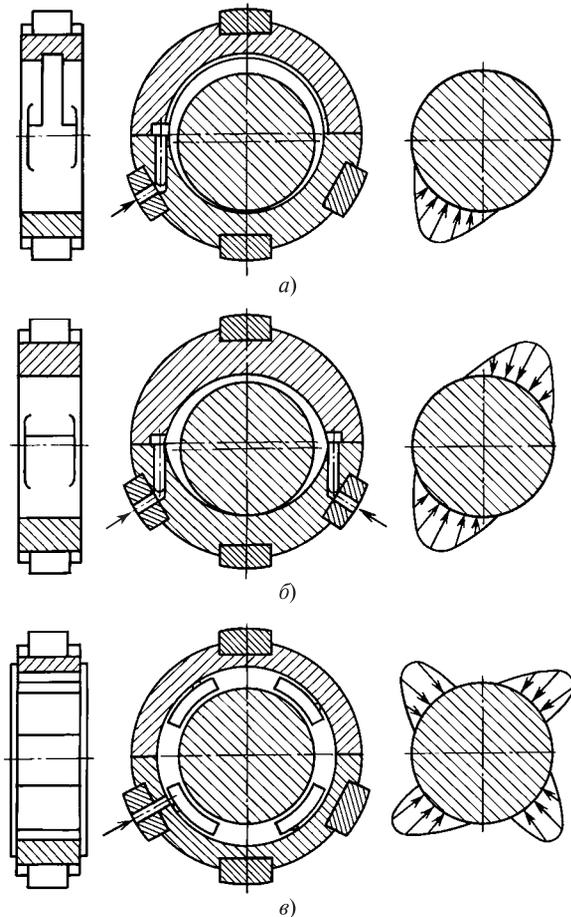
В двухклиновом подшипнике масляный клин образуется не только в нижней, но и в верхней половине вкладыша.

Различие вертикального и горизонтального зазоров ( $2\Delta_v < 2\Delta_r$ ) создает повышенную анизотропию эллиптического подшипника: податливость масляной пленки в вертикальном направлении в 5—10 раз меньше податливости в горизонтальном направлении. Эта особенность эллиптических подшипников придает системе ротор—подшипники повышенную динамическую устойчивость.

Сегментные подшипники имеют опорные поверхности в виде сегментов, шарнирно опирающихся на корпус (рис. 11.31, *в*). Основное свойство сегментных подшипников состоит в том, что вследствие самоустановки сегментов в них не возникает циркуляционных сил, возбуждающих низкочастотные колебания ротора. При этом, однако, сегментные подшипники, как правило, обладают меньшим демпфированием и меньшей анизотропией податливости в вертикальном и горизонтальном направлениях.

По влиянию на динамическую устойчивость сегментные подшипники имеют преимущество перед эллиптическими двухклиновыми подшипниками, когда их используют в системе валопровода для относительно легких роторов ЦВД.

Для хорошего функционирования вкладыша очень важна правильная организация снабжения его маслом. На рис. 11.31, *a* показана длительное время применявшаяся и применяющаяся во многих случаях и сейчас организация маслоснабжения вкладыша. В верхней части вкладыша выполнена масло раздаточная канавка, позволяющая перепустить масло, подаваемое к вкладышу, сверху вокруг шейки вала и затем подать его в масляной клин. Этим достигается увеличение расхода масла и хорошее охлаждение шейки вала. Дополнительное



**Рис. 11.31. Основные типы опорных подшипников:**  
*a* — одноклиновой; *б* — двухклиновой; *в* — многоклиновой (сегментный)

улучшение маслоснабжения достигается выполнением на уровне разъема осевых выборок — маслораздаточных карманов («развалов»), не доходящих до торцов вкладыша. Карманы облегчают вход масла во вкладыш и масляный клин.

В двухклиновых подшипниках выполнение маслораздаточной канавки не имеет смысла: как показали опыты, в этом случае не только не возникает масляный клин в верхнем полувкладыше, но даже образуются обширные вакуумные зоны, а смазочный слой теряет сплошность, и происходит даже подсос воздуха из корпуса подшипника. Поэтому двухклиновые подшипники выполняют без маслораздаточной канавки.

Типичная конструкция опорного вкладыша подшипника приведена на рис. 11.32. Вкладыш состоит из двух половин 1 и 3, скрепленных после укладки валопровода четырьмя болтами 2, два из которых выполнены призонными для возможности точного повторения сборки. Вкладыш имеет баббитовую заливку. В верхней его половине выполнена масло-

раздаточная канавка 9, а на уровне разъема в месте подачи масла — маслораздаточный карман 6.

Нижняя половина вкладыша устанавливается на трех колодках 4 с цилиндрической внешней поверхностью. Колодки крепятся к вкладышу винтами. Для возможности центровки расточек вкладыша используются прокладки 5, толщину которых изменяют соответствующим образом. Верхняя колодка 10 используется для плотного зажатия вкладыша (натяг 0,05—0,15 мм) в корпусе подшипника, исключая ослабление натяга при различной температуре корпуса подшипника и вкладыша. Ослабление крепления вкладыша может привести к изменению вибрационных характеристик валопровода и появлению интенсивной вибрации.

Масло подается по маслопроводу к корпусу подшипника. Оно проходит через отверстие в нем (см. рис. 11.30) и затем по канавке 9 подается (см. рис. 11.32) в маслораздаточный карман 6 и затем под шейку вала. Через канал 7 обеспечивается как дополнительный, так и аварийный подвод масла под шейку вала. Для регулировки расходов

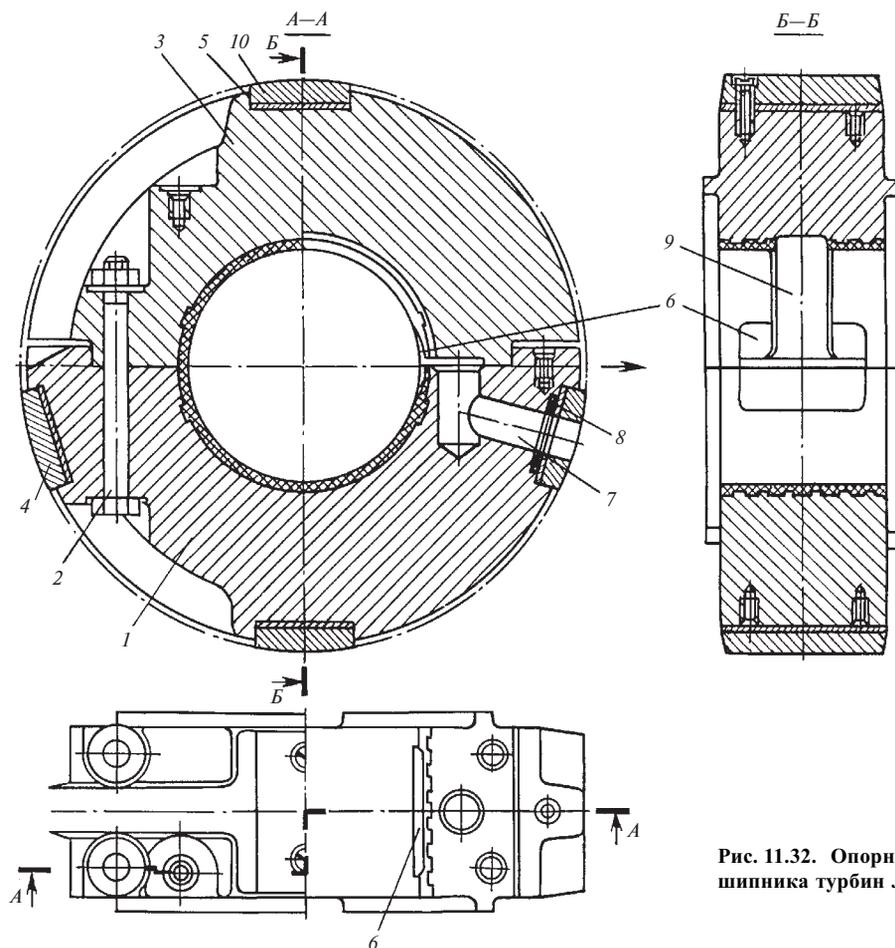
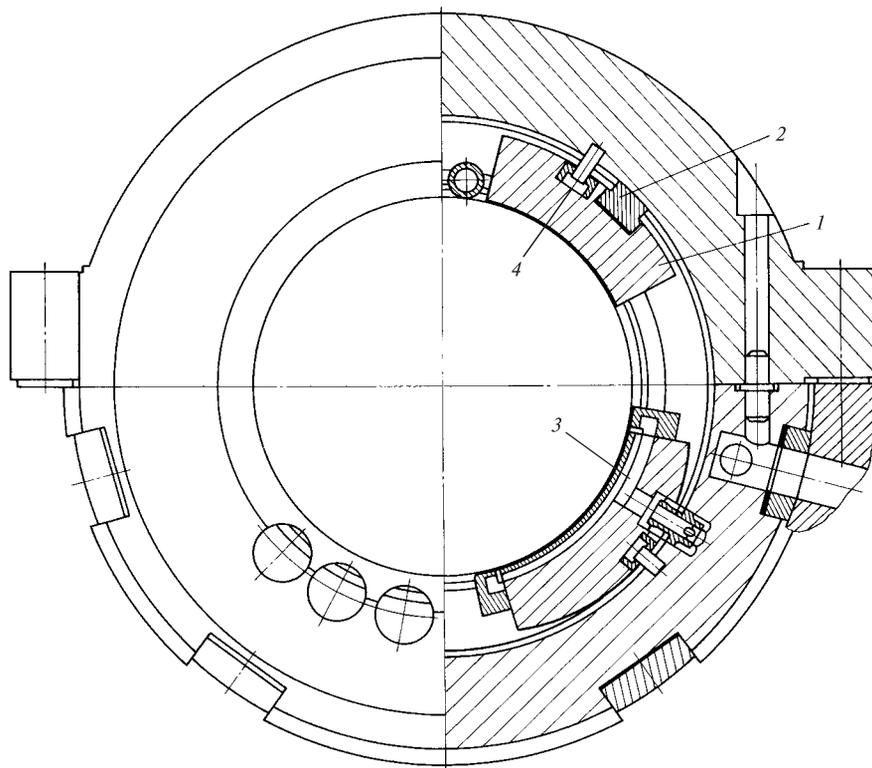


Рис. 11.32. Опорный вкладыш подшипника турбин ЛМЗ



**Рис. 11.33. Сегментный подшипник ХТЗ:**

1 — опорный сегмент; 2 — опора сегмента; 3 — канал подвода масла; 4 — установочный штифт

масла, поступающего на отдельные подшипники турбоагрегата, перед которыми его давление может быть различным, используется ограничительная шайба 8.

На рис. 11.33 показан четырехклиновой подшипник ХТЗ, имеющий четыре опорных сегмента. Масло подводится к каждому сегменту, и в результате его увлечения валом под ним возникает несущий клин.

На рис. 11.34 показан шестиклиновой опорный подшипник ЛМЗ, имеющий шесть сегментов, поворачивающихся вокруг ребер качания. В отличие от сегментного подшипника ХТЗ масло подводится не к каждому сегменту индивидуально, а ко всей полости расположения сегментов. При этом все сегменты работают в общей масляной ванне.

**Упорный подшипник** служит для восприятия результирующего осевого усилия, приложенного к вращающемуся валопроводу, и передачи его на детали статора. Одновременно он фиксирует положение валопровода в турбоагрегате и осевые зазоры в проточной части турбины и уплотнениях. Конструктивно упорный подшипник чаще всего размещают в корпусе вместе с вкладышем опорного подшипника.

В современных паровых турбинах применяют исключительно сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения. Одна из возможных схем такого подшипника представлена на рис. 11.35.

На валу 1 турбины выполняют упорный диск (гребень) 4, который через масляный слой опирается в зависимости от направления осевого усилия на сегменты 3 или 5, поворачивающиеся около ребер качания 9. Масло для смазки подводится с помощью насоса в коллектор 8, из которого по отверстиям 2 в установочном кольце оно подается к сегментам 3. Между упорным сегментом и гребнем образуется масляная пленка, препятствующая их контакту. Совокупность корпуса 6 и установленных в нем сегментов называют вкладышем упорного подшипника.

Маслоснабжение сегментов 5 второго ряда может осуществляться либо точно таким же образом (из другого коллектора), либо, как показано на рис. 11.35, перепуском масла по маслопроводу 7 в камеру этих сегментов. Вал в месте выхода из корпуса подшипника уплотняется, и подводимое к вкладышу масло заполняет внутреннюю полость вкладыша и выходит в основной корпус подшип-

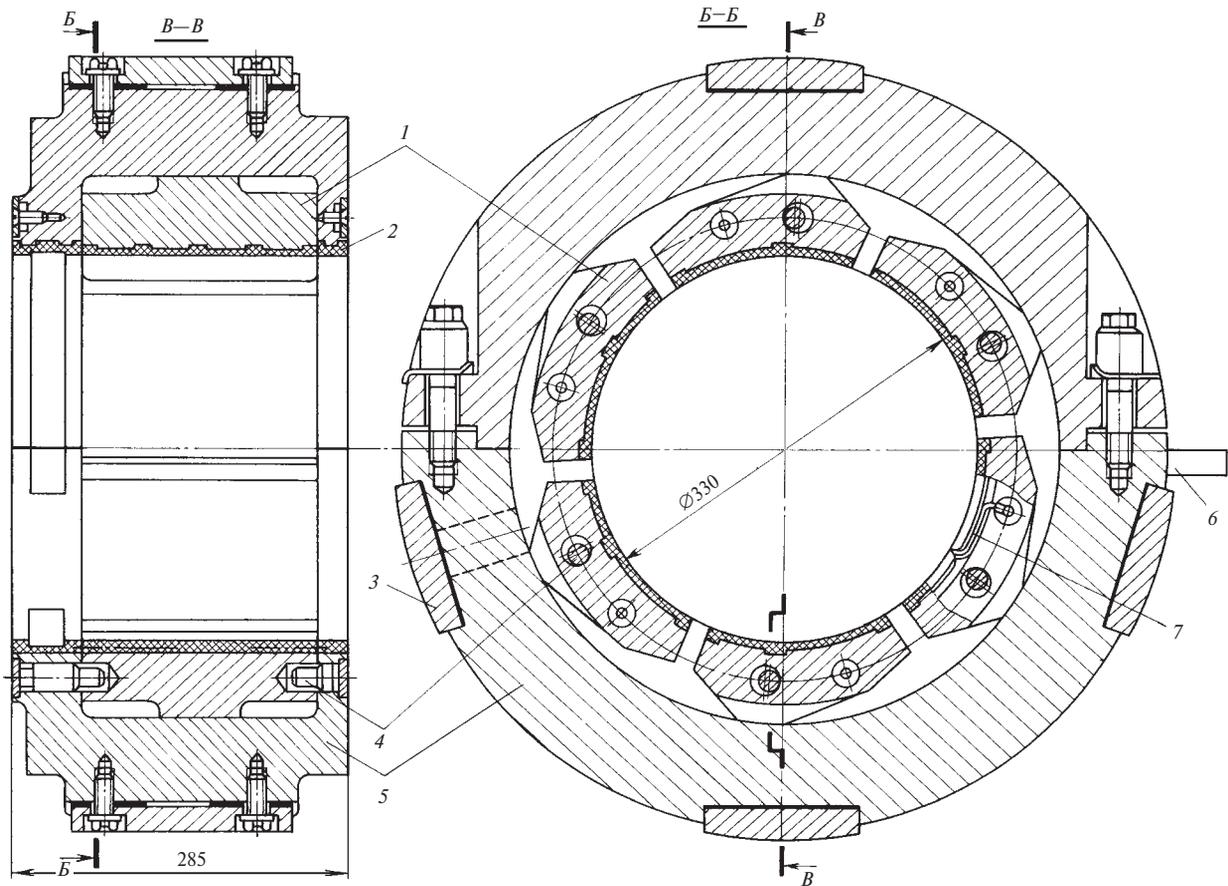


Рис. 11.34. Сегментный подшипник ЛМЗ:

1 — сегменты; 2 — уплотнение; 3 — установочная колодка; 4 — штифты; 5 — вкладыши; 6 — стопорная шайба; 7 — термопреобразователь

ника через отверстия в верхней половине вкладыша.

Принцип работы упорного подшипника можно уяснить из рис. 11.36. Перед началом вращения вкладыш подшипника заполнен маслом. С началом вращения масло, прилипающее к гребню подшипника, увлекается слой за слоем под сегмент и, поскольку свободному осевому смещению гребня от сегмента препятствует осевая сила  $R$ , приложенная к ротору, на поверхности сегментов возникает некоторое распределение давления (рис. 11.36, а). Для простоты дальнейших рассуждений его можно заменить эквивалентной силой  $R_c$ , приложенной к некоторой точке сегмента и поворачивающей его так же, как и распределенное давление.

Если в некоторый момент распределение давления по поверхности сегмента будет таким, как показано на рис. 11.36, а, то его положение будет устойчивым, так как равнодействующая  $R_c$  будет работать как рычаг с плечом  $h$  вокруг ребра опирания сегмента  $b-b$ . Поэтому сегмент начнет поворачи-

ваться. Распределение давления при этом будет изменяться. Так как зазор на входной части сегмента увеличится, давление здесь уменьшится; на выходной части сегмента оно, наоборот, возрастет. Ясно, что при этом сама сила  $R_c$  не изменится, поскольку не изменились осевое усилие  $R$  и число сегментов. Сегмент будет поворачиваться до тех пор, пока сила  $R_c$  не пройдет через ребро опирания  $b-b$  и плечо  $h$  не станет равным нулю. Это и будет устойчивое положение сегмента, при котором между поверхностями гребня и сегмента образуется суживающийся канал — клин, по которому непрерывно проходит свежее масло, поступающее из отверстий 2 (см. рис. 11.35). Раскрытие клина автоматически изменяется с изменением осевого усилия  $R$ : чем больше осевое усилие, приложенное к ротору, тем сильнее раскрывается клин и больше равнодействующая  $R_c$  на каждом сегменте.

При работе подшипника с двумя рядами рабочих сегментов (рис. 11.36, в) масляные клинья возникают на сегментах обоих рядов. При этом осевые

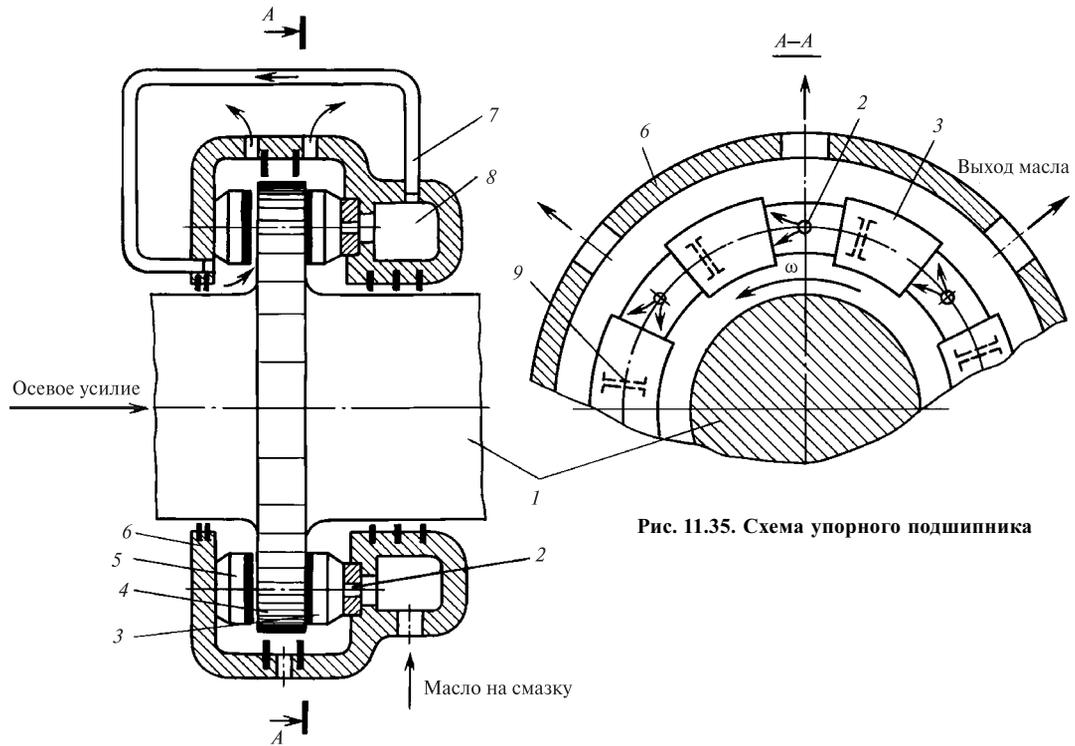


Рис. 11.35. Схема упорного подшипника

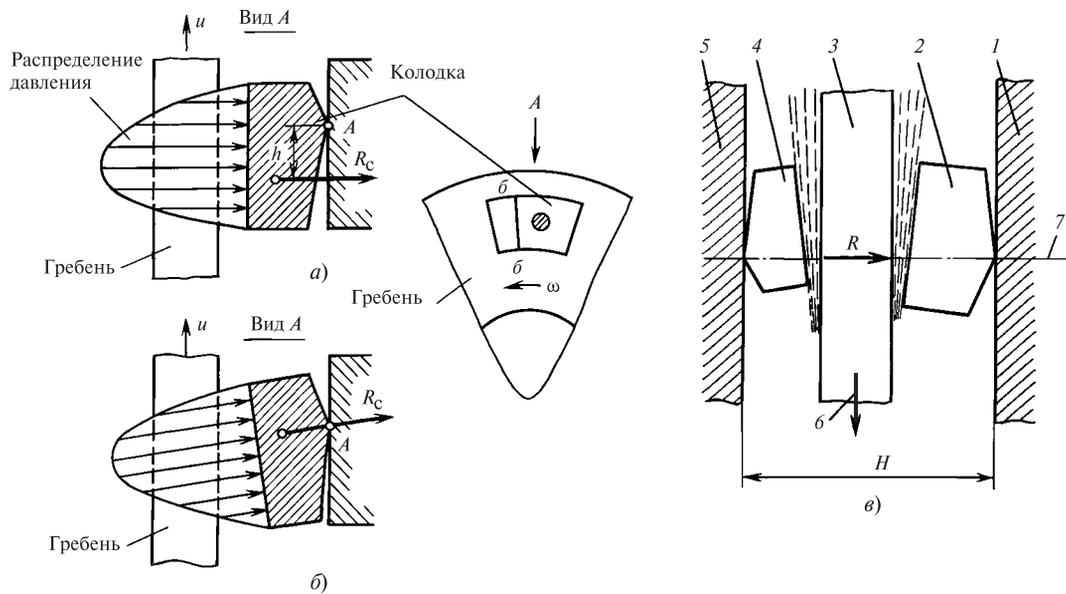


Рис. 11.36. Положения гребня упорного подшипника между упорными колодками:

*a* — неустойчивое; *б* — устойчивое; *в* — вид на упорный подшипник сверху; 1, 5 — корпус вкладыша; 2 — рабочий сегмент; 3 — гребень; 4 — установочный сегмент; *б* — направление вектора окружной скорости точки гребня, контактирующей с сегментом; 7 — ось турбины

(рабочие) сегменты оказываются нагруженными не только осевым усилием  $R$ , приложенным к валопроводу, но и дополнительными силами, приложенными к гребню со стороны дополнительных (установочных) сегментов.

Возможное перемещение невращающегося валопровода между рядами упорных сегментов называется осевым разбегом в упорном подшипнике. Чем больше разбег, тем меньше нагрузка рабочих сегментов за счет установочных. Однако разбег нельзя делать чрезмерно большим, так как это может привести к задеваниям в проточной части и появлению больших ударных нагрузок на сегменты при изменении знака осевого усилия (например, при резких изменениях нагрузки в многоцилиндровых турбинах с промежуточным перегревом пара). Малый осевой разбег также опасен, и не только потому, что появляется дополнительное усилие от неработающего ряда сегментов. При малом разбеге и требуемом в соответствии с нагрузкой повороте сегментов зазор между ними и гребнем уменьшается. Уменьшается при этом и расход масла, поступающего под сегмент, и оно сильно разогревается. Вслед за маслом нагревается и сегмент, поверхность которого становится неплоской. В результате перегрева масляная пленка теряет свою несущую способность и пропадает. Гребень входит в контакт с сегментами, и за счет выделения большого количества теплоты происходит либо мгновенное выплавление баббитовой заливки сегментов (если она имеется), либо быстрый их износ. Происходит осевой сдвиг ротора, и если он больше осевых зазоров, то возникают осевые задевания вращающихся деталей о неподвижные, что приводит к тяжелой аварии.

Поэтому осевой разбег в упорном подшипнике устанавливают так, чтобы толщина масляной пленки на выходе из сегментов была примерно 40—60 мкм, среднее давление на сегмент 2—4 МПа, а температура баббитовой заливки была не больше 100 °С. Чем выше качество изготовления гребня и упорных сегментов (выше чистота поверхности гребня и меньше биение и конусность гребня), чище масло, меньше вибрация и возможные в условиях эксплуатации перегрузки, тем большие удельные давления и меньшие зазоры, а следовательно, и осевой разбег можно допустить в подшипнике. Обычно при сборке упорного подшипника устанавливают осевой разбег, равный 0,5—0,6 мм, а при работе он составит 0,3—0,4 мм.

Поверхность сегмента, обращенная к упорному гребню, заливается слоем баббита толщиной примерно 1,5 мм. Для лучшего схватывания баббитовой заливки и сегмента в нем выполняются пазы типа «ласточкин хвост». Для равномерного прилегания сегментов к гребню их периодически под-

шабрируют, поэтому толщина баббитовой заливки постепенно уменьшается. При ее уменьшении до значений 0,8—0,9 мм сегменты перезаливают новым слоем баббита.

Роль баббитовой заливки в упорных и опорных подшипниках различна. В опорных вкладышах баббит как антифрикционный материал, необходим при работе в режиме полусухого трения. В большинстве упорных подшипников сегменты расположены в масляной ванне и режима полусухого трения практически не возникает. Поэтому некоторые турбинные заводы изготавливают сегменты без баббитовой заливки. В большинстве случаев сегменты выполняют с баббитовой заливкой. При внезапном увеличении осевого усилия до недопустимого значения, когда гребень входит в контакт с поверхностью сегмента, происходит почти мгновенное выплавление баббита и валопровод резко перемещается на 1—1,5 мм. Этот осевой сдвиг валопровода используется в качестве сигнала для защиты турбины от дальнейшего осевого смещения валопровода в ней, когда в контакт уже могут войти вращающиеся и неподвижные элементы проточной части или уплотнений.

На рис. 11.37 показана типичная конструкция вкладыша подшипника турбины, осевое усилие в которой направлено всегда в одну сторону (слева направо).

Вкладыш подшипника выполнен комбинированным: он состоит из двух половин 17 и 18 и включает в себя опорную и упорную части. В последней помещены два разъемных по диаметру установочных кольца 2 и 3, закрепляемых во вкладыше стопорными шайбами 6. На установочных кольцах на штифтах 10 свободно подвешиваются рабочие 7 и установочные 8 сегменты. Для точной регулировки осевого разбега служит металлическая прокладка 9.

Вкладыш устанавливается в обойме 19, также состоящей из двух половин, скрепляемых болтами 25. Поверхность вкладыша выполнена сферической, что позволяет несколько поворачивать его при монтаже, добиваясь строгой параллельности рабочих плоскостей сегментов и упорного гребня, обеспечивая тем самым одинаковость загрузки сегментов. Для исключения поворота вкладыша в обойме при монтаже под действием силы тяжести упорной части иногда используют амортизатор 1. После регулировки положения вкладыша его стопорят штифтом 16, на конце которого выполнены две параллельные лыски, а во вкладыше — прорезь, в которую входит конец штифта.

После окончательной регулировки прилегания упорных сегментов к гребню вкладыш закрепляют в обойме с натягом 0,04—0,1 мм. В рабочих условиях натяг становится еще больше из-за большего нагрева вкладыша, чем обоймы. Таким образом,



рассматриваемая конструкция является жесткой в том смысле, что при изменении наклона упорного гребня усилия, действующие на отдельные сегменты, не выравниваются.

Обойма помещается в корпусе подшипника 21 на колодках 23 и центруется с помощью прокладок 20, установленных под ними. Осевое положение обоймы вместе с закрепленным в ней вкладышем и расположенным между сегментами 7 и 8 гребнем валопровода регулируется с помощью установочных колец, каждое из которых состоит из двух нижних 22 и 26 и одной верхней 15 частей. Для того чтобы сместить валопровод (например, для установки осевых зазоров в проточной части), надо снять крышку корпуса подшипника, разболтнить обойму и снять вместе с привинченными к ней полукольцами 15. Затем, зацепив за внешние зубрины, можно при установленном роторе «выкатить» установочные кольца 22 и 26. Если, например, необходимо сместить валопровод вправо, то толщина всех трех частей 15, 22 и 26 правого установочного кольца уменьшается, а левого увеличивается. Затем осуществляется сборка в обратной последовательности.

Масло для смазки подается через боковую колодку 23 в кольцевую полость 24. Смазка шейки вала осуществляется точно так же, как описано выше (см. описание опорного подшипника, показанного на рис. 11.30). Масло для смазки рабочих упорных сегментов из кольцевой полости 24 проходит по наклонным сверлениям 13 и подается к выходным ребрам каждого из сегментов 7. К установочным упорным сегментам 8 оно поступает через отверстия 29 из камеры 4, куда подводится по отдельному маслопроводу.

Уплотнение 5, выполненное в виде кольцевой баббитовой заливки, уменьшает утечку масла из камеры установочных сегментов. Таким образом, подаваемое масло заполняет вкладыш упорного подшипника и через шесть отверстий 14 вытекает в корпус подшипника.

Для уменьшения потерь трения вокруг цилиндрической поверхности гребня устанавливается разъемное кольцо 12, в котором закреплены гребни уплотнения 11. Попавшее между гребнями масло уплотняется через отверстия 28 и 27, выполненные в нижних половинах уплотнительного кольца и корпуса вкладыша.

Основной недостаток рассмотренной конструкции — фиксированное положение вкладыша во время работы, при котором вследствие поворота упорного гребня усилия, действующие на отдельные упорные сегменты, могут отличаться в 2—2,5 раза.

На рис. 11.38 показан опорно-упорный подшипник с центральным расположением опорного вкладыша, выполненного заодно с двумя корпусами

упорных подшипников, расположенных симметрично. Такая конструкция целесообразна для мощных современных турбин с промежуточным перегревом пара, в которых осевое усилие может менять свое направление при изменении режима работы. Валопровод имеет два упорных гребня.

Вкладыш 5 состоит из двух половин, скрепленных восемью чистыми болтами. Он располагается между двумя половинами обоймы 6 со сферической внутренней расточкой. Сферическая поверхность служит для установки плоскости упорных сегментов 2 и 14 параллельно плоскости упорных гребней во время сборки. После сборки половины обоймы фиксируются по отношению друг к другу штифтами 18 и скрепляются шпильками. Для исключения возможности вращения вкладыша в обойме в ее нижней половине имеется стопорный штифт 15 с лысками, работа которого описана выше.

Упорные сегменты свободно подвешиваются на разъемных установочных кольцах 3 и 12. Осевой разбег устанавливается с помощью регулировочной прокладки 11. Обойма с закрепленным в ней вкладышем помещается на три колодки 21 и центруется с помощью прокладок 20. Верхняя колодка служит для плотного зажатия обоймы в корпусе подшипника. Осевое положение обоймы с вкладышем и всего валопровода регулируется кольцами 7 и 9, состоящими из трех частей. Их использование для регулировки осевого положения валопровода описано выше.

Масло к подшипнику подается из аварийной емкости (не показанной на чертеже) по вертикальному каналу 8 в кольцевую полость 22, откуда оно проходит к шейке вала и через отверстия 19 по сверлениям 1 и отверстиям в установочных кольцах 3 и 12 и в прокладке 11 поступает индивидуально к каждому упорному сегменту. Полости упорных сегментов уплотнены баббитовыми заливками 4.

Корпуса упорных подшипников с вращающимся гребнем и непрерывными подачей и сливом масла представляют собой сложную гидродинамическую систему, в отдельных областях которой могут возникать вакуумные зоны со вскипанием масла и выделением из него растворенного воздуха. Это может привести к нарушению масляной пленки между гребнем и упорными сегментами, чему, в частности, способствует дросселирование масла при подводе (см. поз. 8 на рис. 11.30). В рассматриваемой конструкции регулирование расхода масла и его давления в подшипнике осуществляется не дроссельной диафрагмой на входе, а специальными винтами, ввинчиваемыми в отверстия 13, через которые масло покидает корпуса упорных подшипников. Таким путем удается избежать образования вакуумных зон.

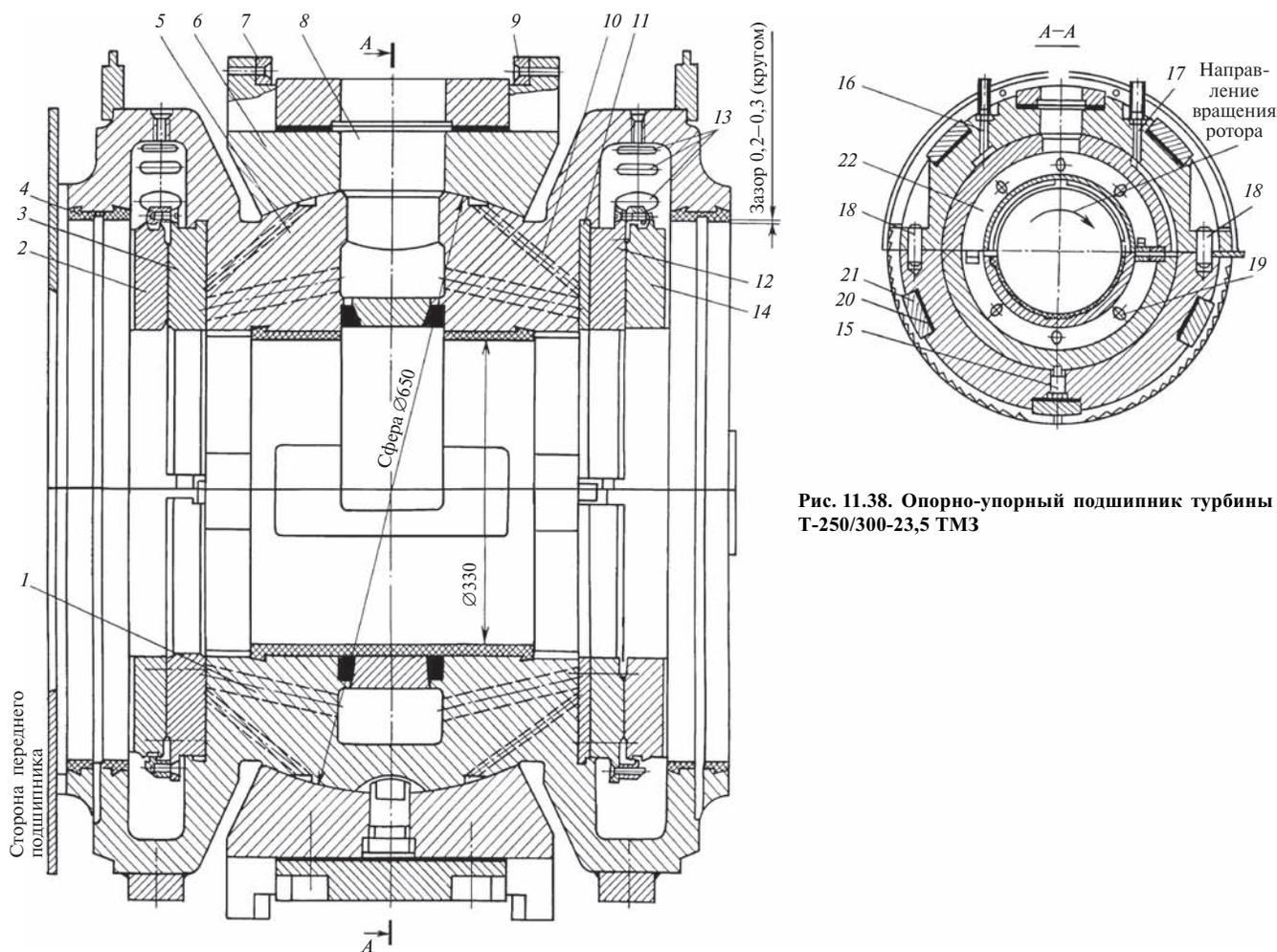


Рис. 11.38. Опорно-упорный подшипник турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

В аварийных ситуациях, связанных с прекращением подачи масла в аварийную емкость, оно в подшипник по каналу 8 не подается. После отключения генератора от сети во время выбега валопровода масло по трубке аварийной подачи (см. рис. 11.38) по каналу 17 поступает на смазку опорной части, а по каналу 16 и наклонным сверлениям 10 — на смазку упорных сегментов.

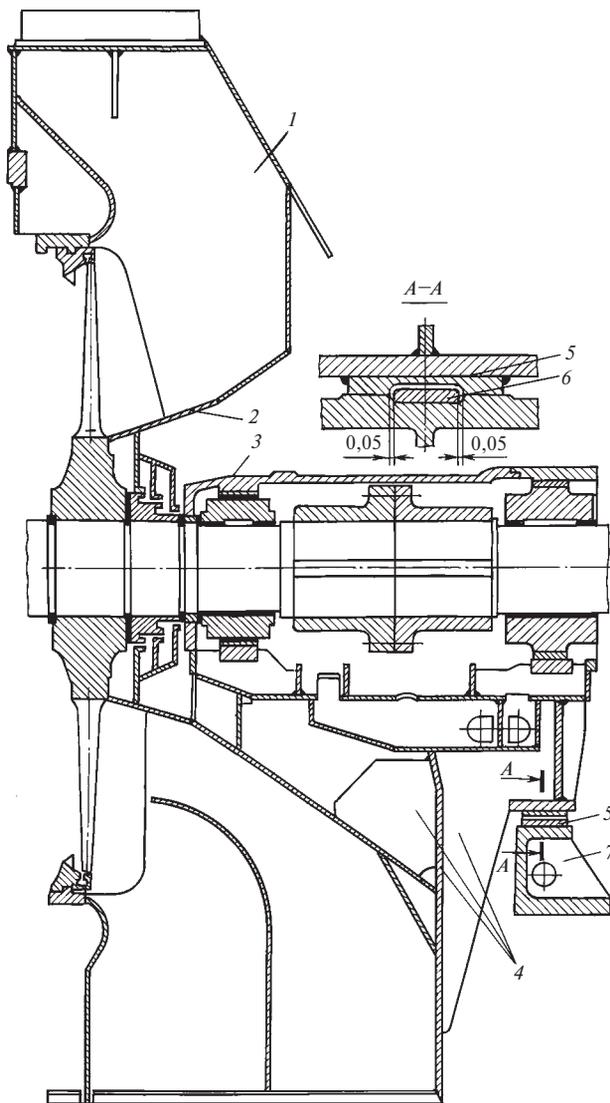
**Корпуса подшипников**, иногда называемые опорами валопровода, в которые помещаются вкладыши, можно разделить на три вида: встроенные, выносные и приставные.

**Встроенные корпуса подшипников** (или просто встроенные подшипники) выполняют совместно с выходным патрубком цилиндра (рис. 11.39). Во внутренний обвод нижней части выходного патрубка с помощью косынок, ребер и подкосов вваривается нижняя часть корпуса подшипника. Таким образом, встроенный подшипник представляет собой единое целое с корпусом турбины. Внутри

нижней части корпуса подшипника вваривают полукольца, на которые опираются колодки вкладыши опорных подшипников.

Верхняя часть корпуса такого подшипника делается съемной и прикрепляется к нижней фланцевым соединением. Корпус подшипника располагают как можно ближе к последней ступени для сокращения осевого габарита турбоагрегата. Крышка корпуса подшипника опускается после установки валопровода и крышки корпуса цилиндра. В тех случаях, когда нет возможности опустить крышку подшипника и продвинуть ее внутрь обвода выходного патрубка, ее выполняют с вертикальным разъемом и закрывают по частям. Выше был показан способ подвода масла к подшипнику, раздачи его на вкладыши и слива из них (см. рис. 11.18).

Встроенные подшипники используют только там, где температура примыкающего цилиндра невелика и передающаяся по его металлу теплота не



**Рис. 11.39. Встроенный подшипник:**

1 — выходной патрубок; 2 — внутренний (конический) обвод патрубка; 3 — крышка подшипника; 4 — ребра; 5 — шпоночный паз; 6 — шпонка; 7 — фундаментная рама

может сильно нагреть корпус подшипника. В основном они используются для опирания роторов ЦНД.

**Выносные корпуса подшипников** (или просто выносные подшипники) выполняют отдельно стоящими на фундаментных рамах. Они не связаны жестко с корпусами цилиндров, и их применяют в двух случаях: когда температура прилегающего цилиндра высока или когда велики деформации цилиндра и их нежелательно передавать на опоры валопровода и, следовательно, на сам валопровод. Первый случай характерен для

ЦВД и ЦСД, второй — для ЦНД очень мощных турбин с развитыми выходными патрубками.

На рис. 11.40 показан корпус выносного подшипника сварной конструкции, устанавливаемого между цилиндрами турбины. Нижняя половина корпуса 13 помещается на фундаментную раму. Между фундаментной рамой и опорной поверхностью корпуса подшипника устанавливаются продольные шпонки. Их направляющие 5 видны на рисунке. Вертикальные шпонки 1 служат для прицентровки корпуса подшипника к корпусам цилиндров. На пластины 3 с поперечными шпонками помещаются лапы корпусов цилиндров, удерживаемых от смещения прижимными скобами 4. В расточках 6 и 7 располагают вкладыши опорных подшипников, а в пространстве 8 между ними — соединительную муфту. После укладки валопровода корпус подшипника закрывается крышкой 12. Масло к каждому из вкладышей подается по каналам 15. Для того чтобы масло из вкладышей не попадало на муфту, которая при своем вращении будет его вспенивать, вследствие чего оно будет насыщаться воздухом, в расточки 9 устанавливаются разделительные перегородки. Масло, вытекающее из торцов подшипника в пространство 14, собирается на дне его корпуса и направляется в масляный бак.

Корпус подшипника должен быть плотным и не должен допускать утечек из него масла или, наоборот, попадания в него пара или капель воды. В первом случае может возникнуть пожар, во втором будет происходить обводнение масла и его быстрое старение, требующее замены или регенерации. Поэтому корпус подшипника снабжают масляным уплотнением (сечение Б—Б). Масло, текущее вдоль ротора, маслоотбойным выступом 18 отбрасывается внутрь корпуса подшипника, а масляные брызги и пыль попадают в ловушку 16, соединенную (так же, как и отдельные секции лабиринтного уплотнения) с внутренним пространством корпуса подшипника, где специальным эксгаустером поддерживается небольшое разрежение. Для исключения попадания пара из концевое уплотнения турбины в корпус подшипника устанавливаются паротбойные кольца 17. Экраны 2 уменьшают тепловой поток от изоляции горячего корпуса турбины на корпус подшипника.

На крышке корпуса подшипника установлена аварийная емкость 11, из которой масло по дозирующей трубке 10 подается при авариях и неполадках в системе маслоснабжения.

В корпусах подшипника и цилиндра помещается единый валопровод. Поэтому оси вкладышей подшипников и диафрагм должны всегда совпадать. В конструкциях цилиндров со встроенными подшипниками центровка осуществляется после приварки нижней части корпуса подшипника к корпусу

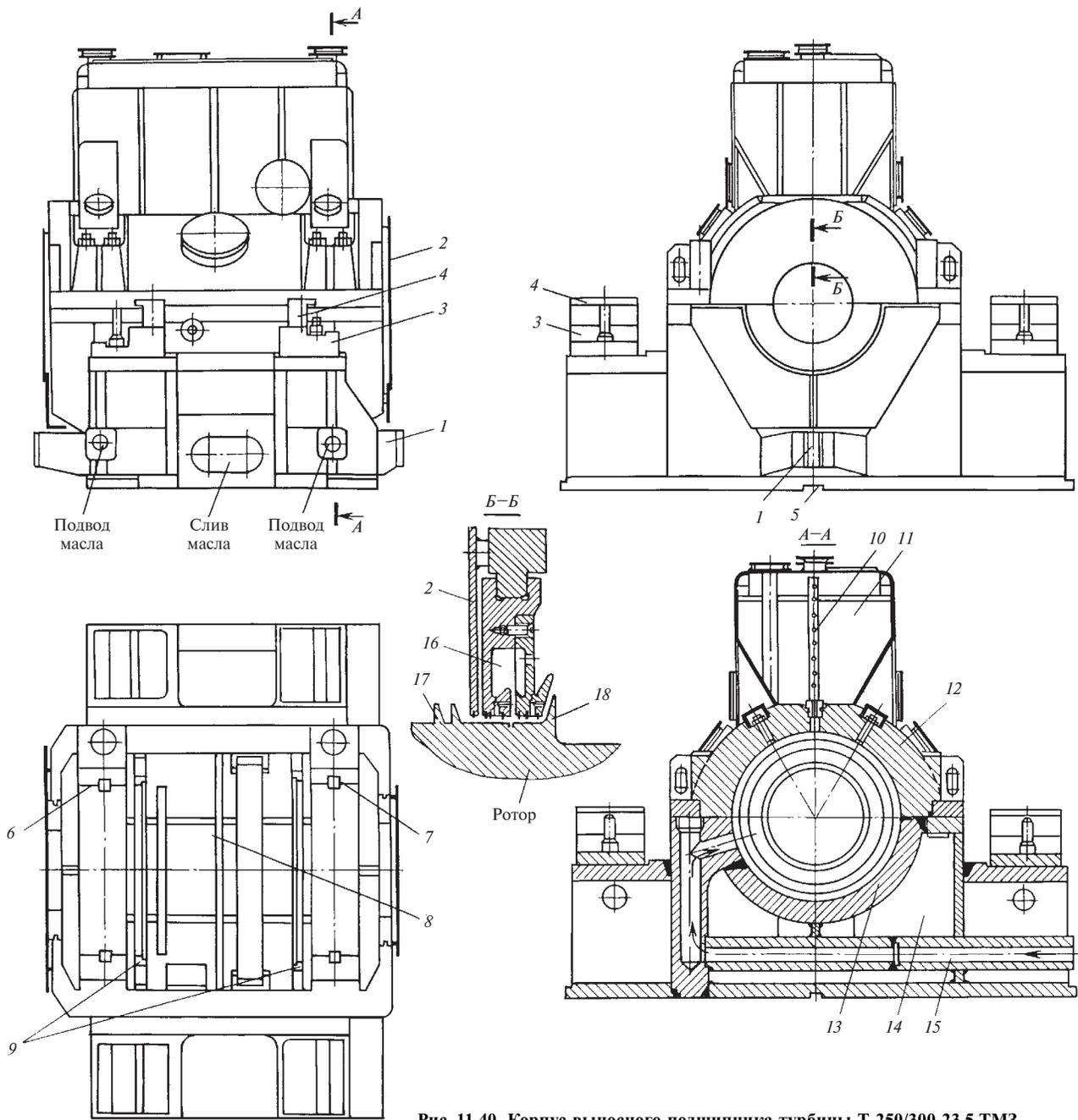
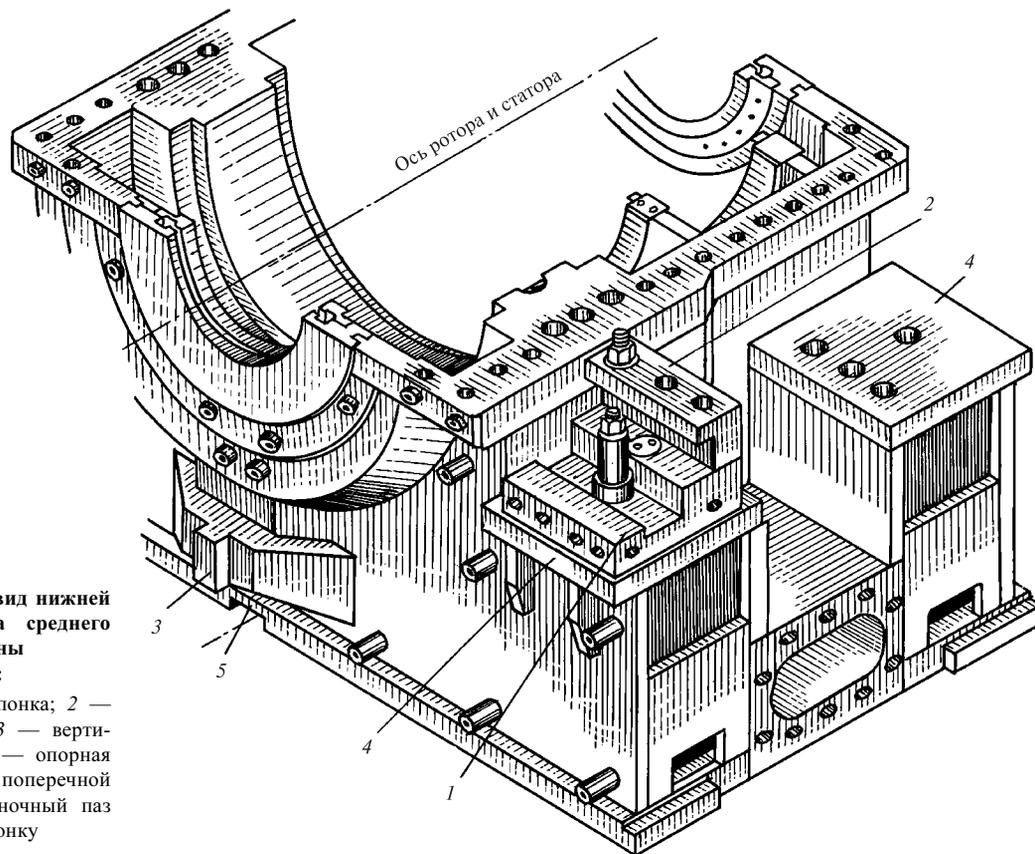


Рис. 11.40. Корпус выносного подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ

турбины и после размещения соответствующих прокладок под установочные колодки. В дальнейшем центровка сохраняется при всех режимах. Выносные подшипники должны быть присоединены к корпусу турбины так, чтобы при любых их температурах сохранялась центровка, а их расширение относительно друг друга было свободным. Для этого используется система шпоночных

соединений, обеспечивающая совпадение горизонтальной и вертикальной плоскостей корпусов подшипника и турбины.

Внешние корпуса цилиндров, сочленяемых с выносными подшипниками, выполняют с лапами (см., например, рис. 11.15), а корпуса подшипников — с боковыми площадками — стульями 4 (рис. 11.41), на которые опускается и в дальнейшем опирается



**Рис. 11.41.** Общий вид нижней половины корпуса среднего подшипника турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — поперечная шпонка; 2 — прижимная скоба; 3 — вертикальная шпонка; 4 — опорная площадка для поперечной шпонки; 5 — шпоночный паз под продольную шпонку

корпус своими лапами. *Высота ступьев подбирается так, чтобы совместить горизонтальные плоскости корпусов подшипника и цилиндра, проходящие через их оси, во время работы турбины.* Для этого при монтаже допускают умышленную точно рассчитанную расцентровку: оси внешнего корпуса турбины (или его внутреннего корпуса, или обоймы) располагают ниже оси ротора с таким расчетом, чтобы при работе, когда внешний корпус разогреется, обеспечивалась центровка. В частности, на рис. 11.41 видны два из четырех ступьев со специальными пластинами, в которых выполнены шпонки 1 и на которые кладутся два соседних корпуса своими лапами. Для исключения отрыва лап корпуса от ступьев используют прижимные скобы 2, устанавливаемые по отношению к лапам с небольшим зазором и не препятствующие их поперечному расширению (см. ниже).

Для совмещения вертикальных плоскостей корпусов используют вертикальную шпонку (рис. 11.42), входящую в соответствующий паз 3 на корпусе турбины (см. ниже).

Таким образом, соединение корпусов турбины и подшипника с помощью подвески на ступьях и вертикальной шпонки обеспечивает их центровку при

любых режимах работы с сохранением свободы тепловых расширений.

Единая вертикальная осевая плоскость всех корпусов подшипников, а также цилиндров, устанавливаемых непосредственно на фундамент, обеспечивается с помощью продольных шпонок, привинчиваемых к фундаментным рамам. Шпоночные пазы 5 (см. рис. 11.41) служат для установки корпусов подшипников на эти шпонки.

На рис. 11.43 показано опирание лап корпуса на ступья подшипника, а на рис. 11.44 — сопряжение лапы и стула подшипника. Необходимое положение горизонтальной плоскости разъема корпуса обеспечивается прокладкой 4 (см. рис. 11.43), по которой скользит лапа в поперечном направлении вдоль шпоночного соединения *a*. Основным элементом соединения является поперечная шпонка, входящая в шпоночный паз на лапе корпуса. Тепловые зазоры, равные 0,04—0,08 мм (в данном случае 0,05 мм), в шпоночном соединении не препятствуют поперечному (по отношению к вертикальной плоскости) смещению лап относительно ступьев подшипника.

Прижимная скоба препятствует отрыву лапы от плоскости опирания. Он может произойти под дей-

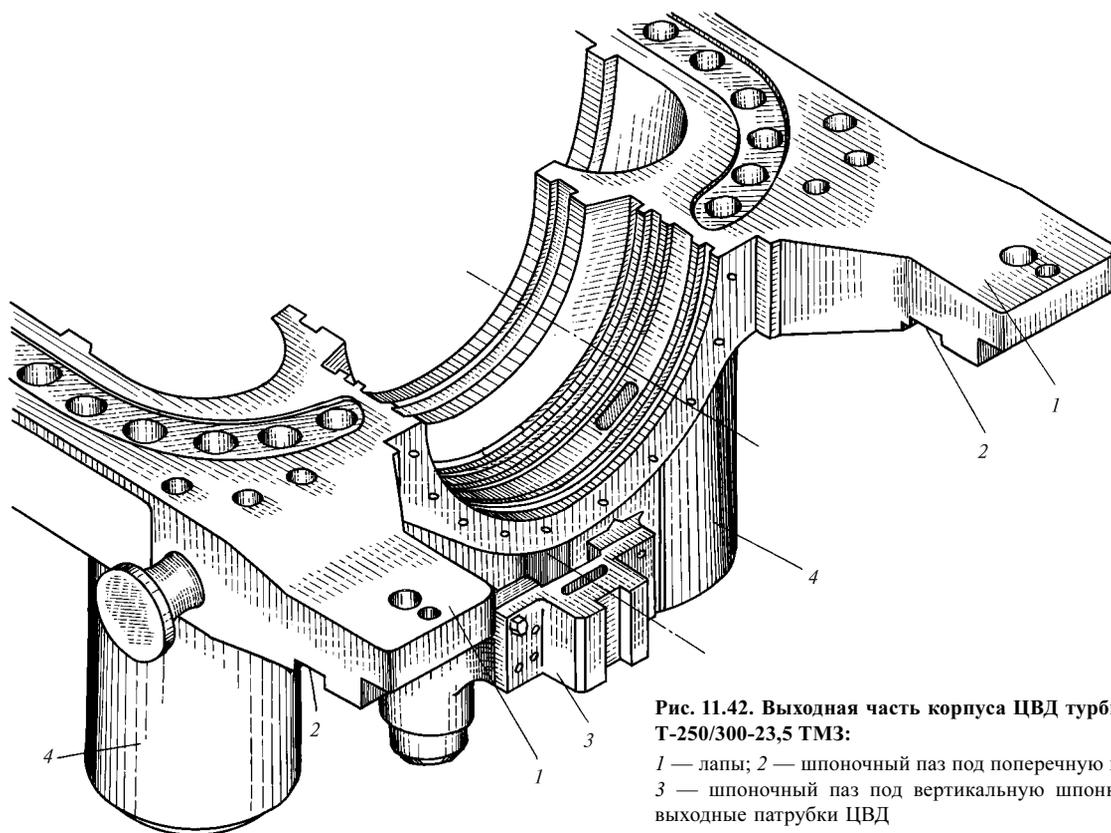


Рис. 11.42. Выходная часть корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — лапы; 2 — шпоночный паз под поперечную шпонку; 3 — шпоночный паз под вертикальную шпонку; 4 — выходные патрубки ЦВД

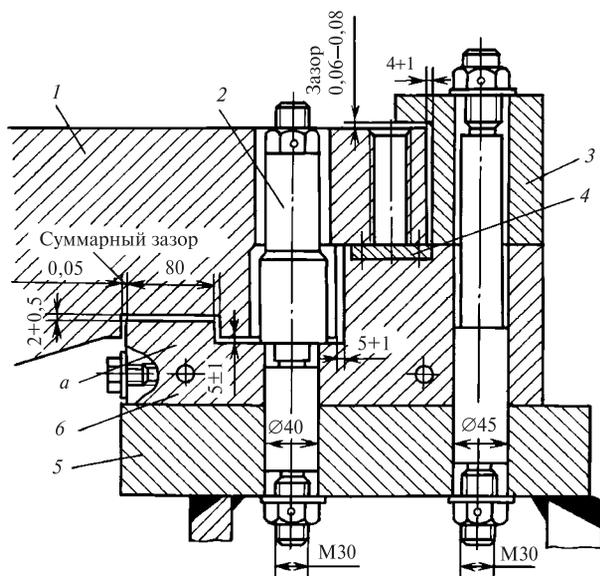


Рис. 11.43. Узел сопряжения лапы и корпуса подшипника в турбине Т-250/300-23,5 ТМЗ:

1 — фланец; 2 — специальный болт; 3 — прижимная скоба; 4 — прокладка; 5 — опорная пластина; 6 — пластина со шпонкой

ствием сил от некомпенсированных тепловых расширений паропроводов, присоединенных к корпусу турбины, или от реактивного крутящего момента, приложенного к корпусу турбины через сопловые лопатки, диафрагмы и обоймы. Вместе с тем зазор не препятствует расширению лапы вдоль поперечной шпонки, так как между скобой и лапой тепловой зазор составляет 0,06—0,08 мм.

Рассмотренная конструкция соединения корпусов подшипника и турбины, вообще говоря, не обеспечивает строгой центровки при всех режимах работы. Связано это с тем, что плоскость опирания нижней половины корпуса турбины находится на некотором расстоянии от плоскости разреза. Поэтому если при каком-либо режиме, например при номинальном, специально введенная монтажная расцентровка (см. выше) обеспечивает совпадение плоскости разреза с осью ротора, то при другом режиме, когда температура поперечной шпонки или лапы будет другой, центровка нарушится из-за различных вертикальных температурных перемещений шпонки и лапы. Такого недостатка не имеет конструкция, в которой корпус турбины подвешивается лапами на корпус подшипника строго на уровне разреза. При этом лапы выполняются на продолжении фланцев крышки корпуса (рис. 11.45).

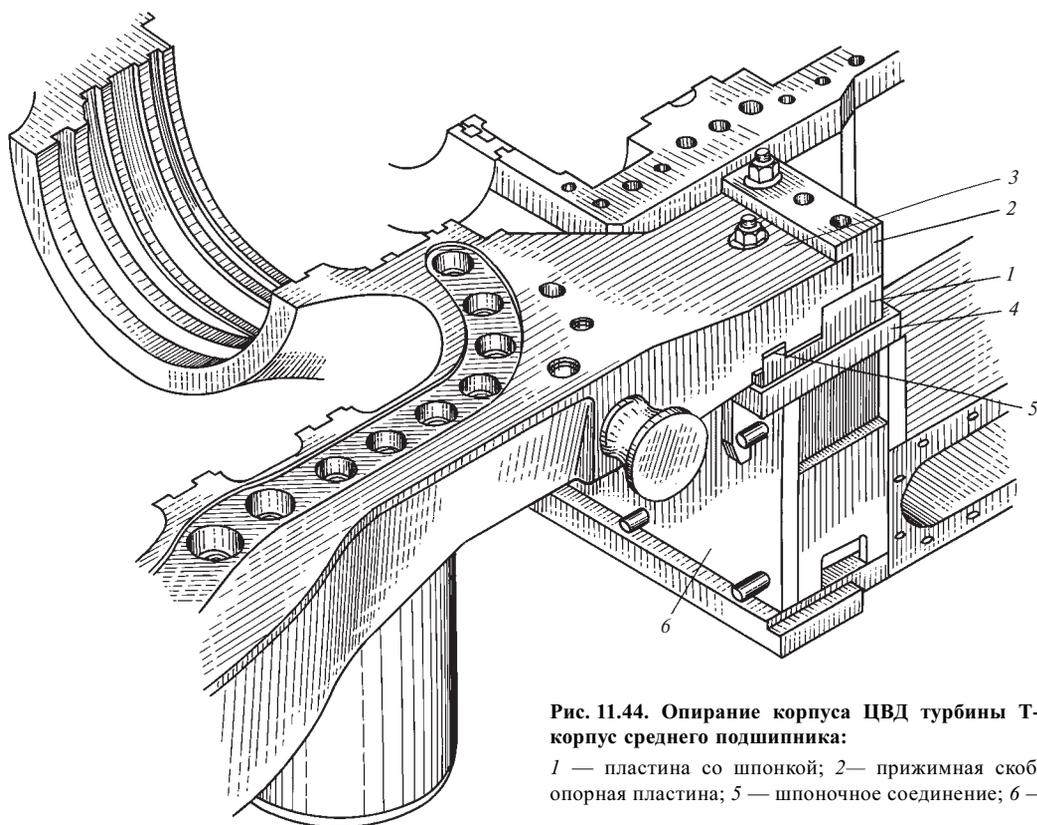


Рис. 11.44. Опираие корпуса ЦВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ на корпус среднего подшипника:

1 — пластина со шпонкой; 2 — прижимная скоба; 3 — фланец; 4 — опорная пластина; 5 — шпоночное соединение; 6 — корпус подшипника

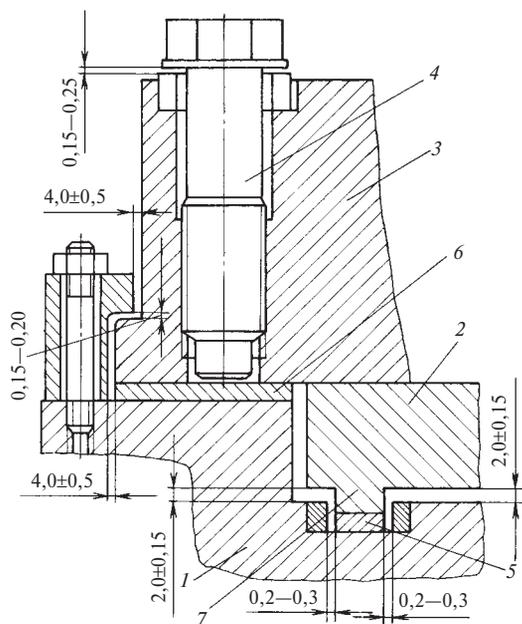
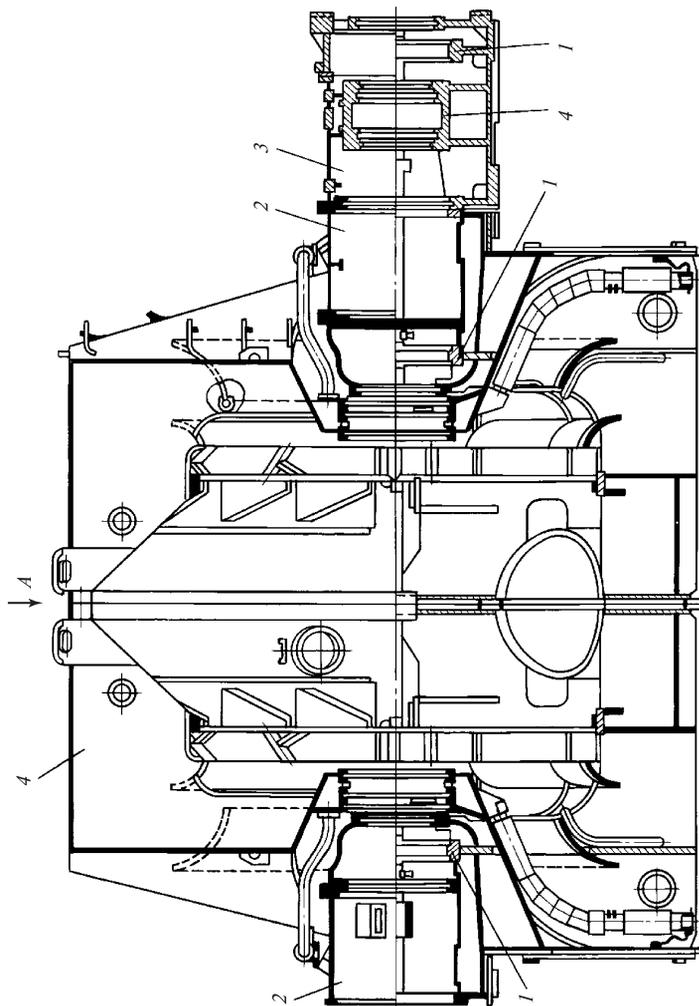
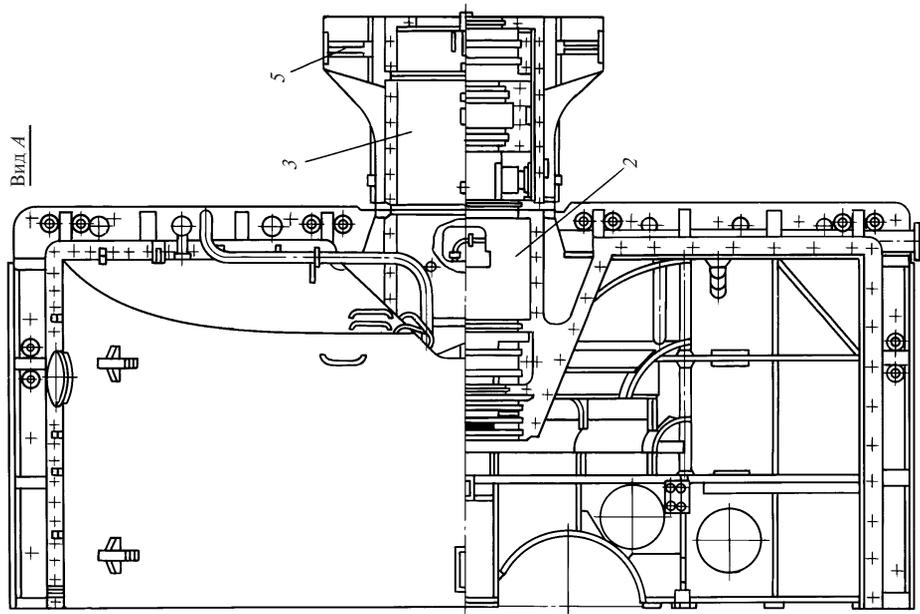


Рис. 11.45. Опираие корпусов ЦВД турбин ХТЗ на корпус подшипника

Лапа 3 верхней половины корпуса через подгоночную прокладку 6 подвешивается на стул 1 корпуса подшипника, обеспечивая совпадение их горизонтальных плоскостей при любых режимах. Лапа 2 нижней половины корпуса используется, во-первых, для размещения поперечной шпонки 7 и, во-вторых, для монтажа, когда нижняя половина корпуса укладывается на стулья подшипника на монтажные прокладки 5. После сборки и закрытия цилиндра весь корпус поднимается с помощью домкратных болтов 4, монтажная прокладка извлекается, и корпус опускается на стулья.

На рис. 11.41 и 11.42 соответственно видны шпонка и шпоночный паз для совмещения вертикальных плоскостей корпусов подшипников и турбины. К торцевым поверхностям стульев подшипника крепится поперечная шпонка. К корпусу турбины строго в ее вертикальной плоскости крепится шпоночный паз. Шпонка входит в паз с тепловым зазором. Поэтому более горячий корпус турбины свободно расширяется вниз относительно корпуса подшипника, установленного на фундаментной раме.

**Приставные корпуса подшипников** — это корпуса, которые устанавливаются на фундамент так же, как и выносные опоры, а затем жестко прикреп-



**Рис. 11.46. Корпус ЦНД турбины К-500-5,9/50 с приставной опорой упорного подшипника:**

1 — опоры вкладыша опорного подшипника; 2 — корпуса встроенных подшипников; 3 — корпус приставного подшипника; 4 — опора вкладыша упорного подшипника; 5 — шпоночные пазы под лапы корпуса ЦВД

ляются к корпусу турбины сваркой или болтовым соединением. Используются приставные опоры для роторов ЦНД, в которых нет большой разницы в тепловых расширениях корпусов турбины и подшипника. Опирание корпуса подшипника на фундамент позволяет увеличить жесткость опоры по сравнению со встроенными подшипниками. Пример конструкции с приставной опорой показан на рис. 11.46.

#### 11.1.4. Установка турбоагрегата на фундаменте

Турбоагрегат, в общем случае состоящий из многоцилиндровой турбины и электрического генератора, устанавливают на специальное строение, называемое фундаментом. Фундамент должен обеспечить при всех режимах работы такое

положение корпусов подшипников и цилиндров турбины, при котором не возникает интенсивной вибрации. Кроме того, он помогает компактно разместить все основное и вспомогательное оборудование турбоустановки и сократить затраты на строительство здания электростанции.

Типичный фундамент так называемой рамной конструкции показан на рис. 11.47. Он состоит из верхней и нижней фундаментных плит, связанных вертикальными колоннами. Верхняя фундаментная плита образована продольными и поперечными балками. Последние часто называют ригелями. Нижняя фундаментная плита, часто достигающая толщины 2—3 м, кладется на специально подготовленное грунтовое основание. Она

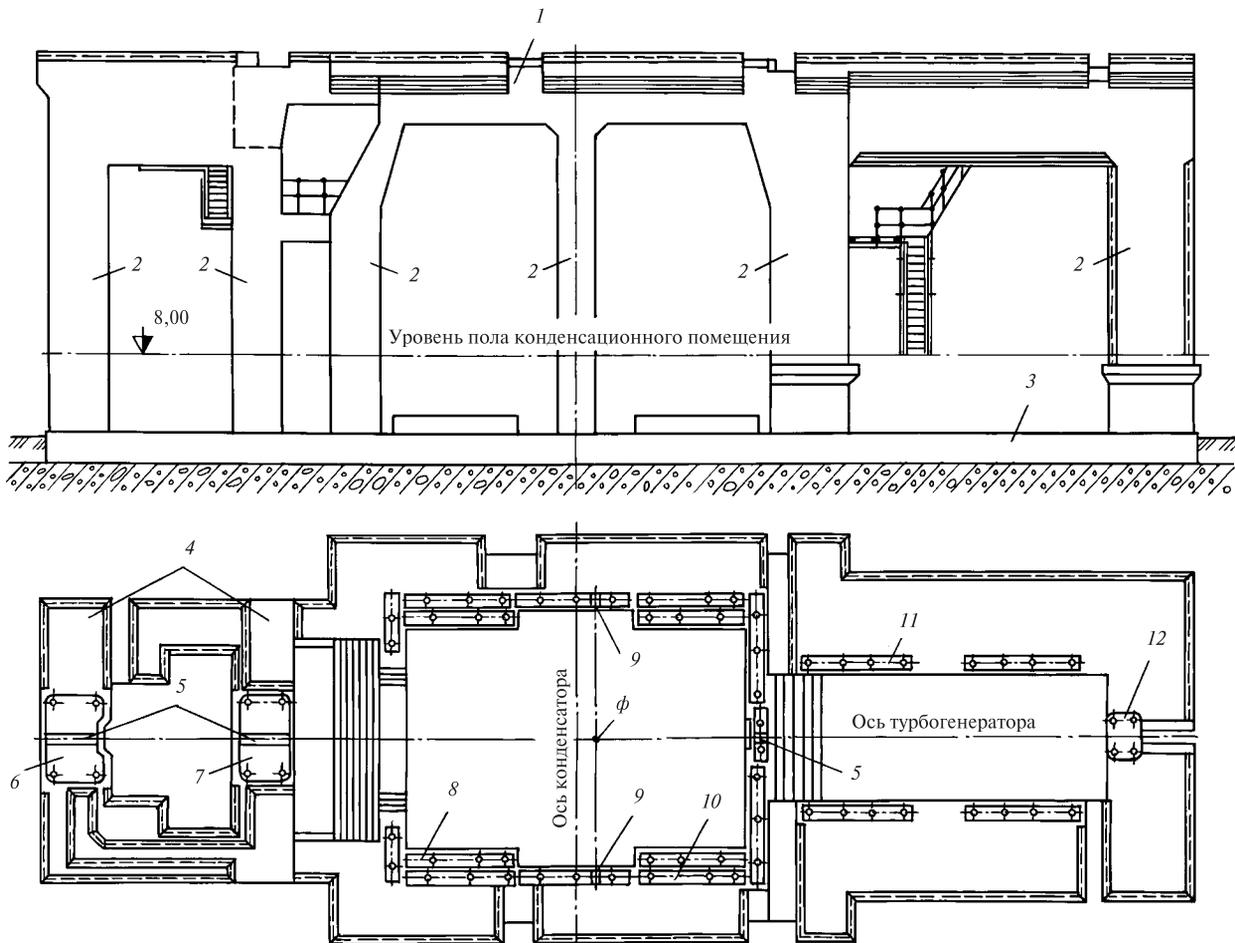


Рис. 11.47. Фундамент турбоагрегата:

1 — верхняя фундаментная плита; 2 — колонны; 3 — нижняя фундаментная плита; 4 — ригели; 5 — пазы под продольные шпонки; 6, 7 — фундаментные рамы под корпуса передней и средней подшипников; 8, 10, 11 — фундаментные рамы опор соответственно конденсатора, ЦНД и генератора; 9 — пазы под поперечные шпонки; 12 — фундаментная рама возбудителя генератора;  $\phi$  — фикс-пункт турбины

должна исключить деформацию фундамента при его неравномерной осадке на грунте.

На фундамент действуют значительные нагрузки от веса оборудования, установленного на нем, от сил трения, вызванных расширением турбины по фундаментным рамам, и от вибрации.

Пространство между верхней и нижней фундаментными плитами называется конденсационным. Оно используется для размещения конденсатора, сетевых подогревателей, масляного бака и масляных насосов, конденсатных насосов и другого вспомогательного оборудования.

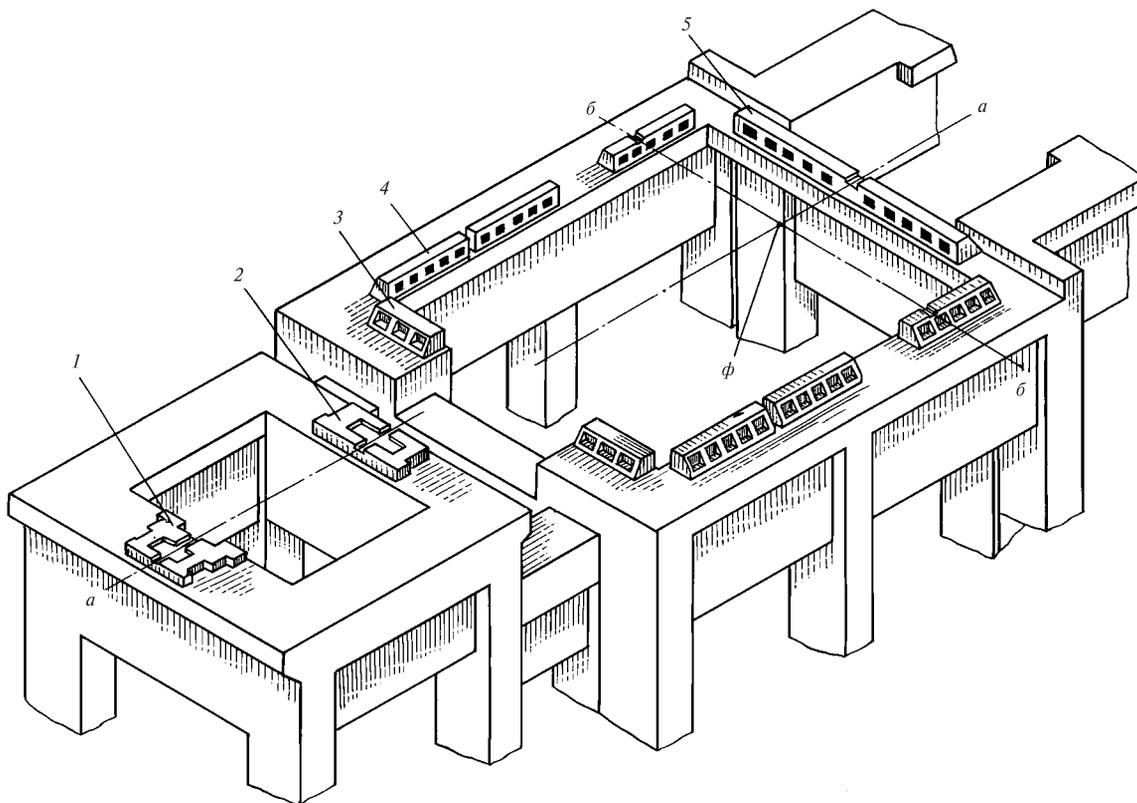
Турбоагрегат устанавливается на фундаментные рамы, которые с помощью подливки бетоном и специальных фундаментных болтов закрепляются в верхней фундаментной плите.

На рис. 11.48 изображена верхняя фундаментная плита с установленными на ней фундаментными рамами. Передний и средний подшипники турбоагрегата выносные, поэтому они помещаются на отдельные мощные фундаментные рамы, заливаемые в ригели. ЦНД имеет встроенные под-

шипники, поэтому эти цилиндры устанавливаются на опорный пояс из многочисленных узких фундаментных рам. На аналогичные рамы помещают и корпус генератора и возбуждателя. Все фундаментные рамы закрепляют в верхней фундаментной плите таким образом, чтобы их верхние поверхности лежали в одной плоскости.

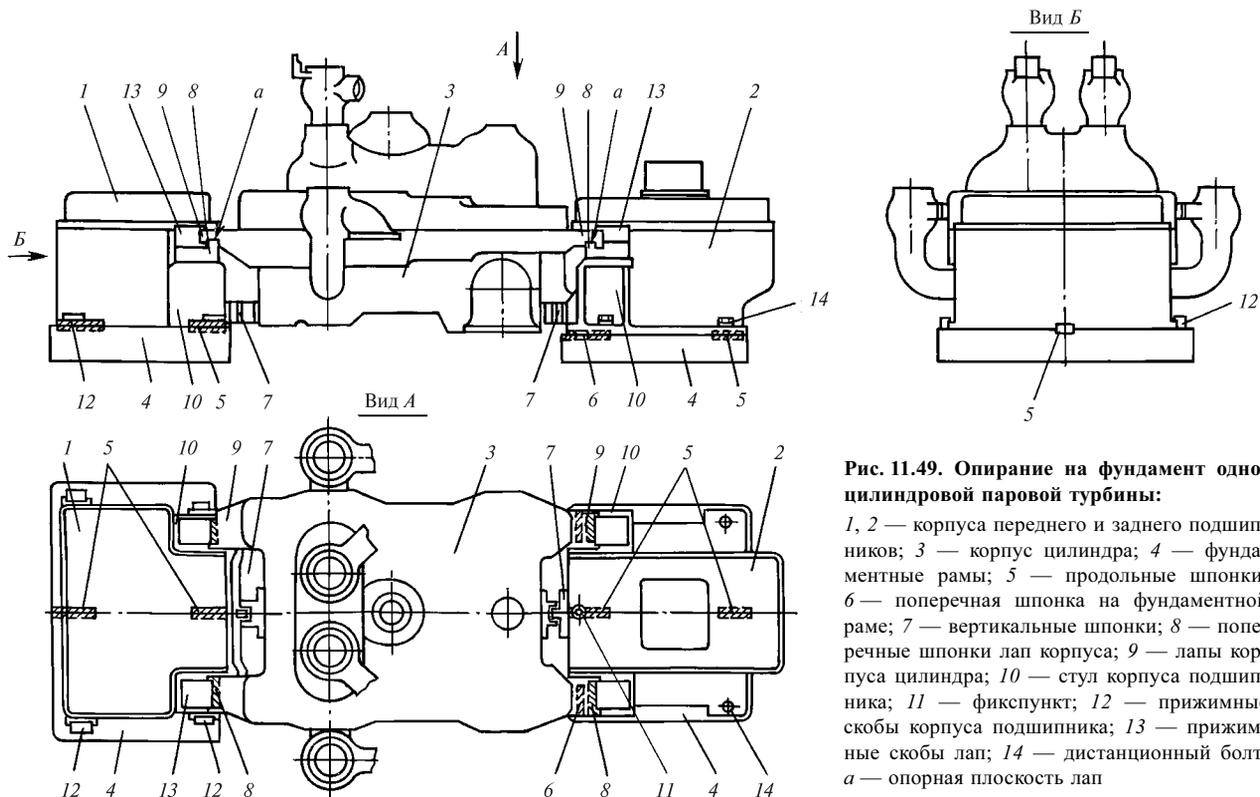
Способ установки отдельных цилиндров зависит от условий их работы.

Для одноцилиндровых турбин с противодавлением и ЦВД многоцилиндровых турбин характерны высокие температуры как в области паровпуска, так и на выходе. Для типичных ЦВД температура пара, поступающего в цилиндр, составляет 500—510 °С, а на выходе из него равна 300—360 °С. Эти температуры достаточно велики по сравнению с температурой корпусов подшипников, температура масла на выходе из которых обычно не превышает 60—65 °С. Поэтому подшипники ЦВД должны быть выносной конструкции, а их соединение с корпусом турбины должно обеспечивать центровку и свободу тепловых расширений.



**Рис. 11.48. Установка фундаментных рам под турбину на верхней фундаментной плите:**

1, 2 — фундаментные рамы под корпуса переднего и среднего подшипников; 3—5 — соответственно передние, боковые и задние фундаментные рамы под установку ЦНД; а-а — ось продольных шпонок; б-б — ось поперечных шпонок; φ — фикспункт



**Рис. 11.49. Опираие на фундамент одноцилиндровой паровой турбины:**

1, 2 — корпуса переднего и заднего подшипников; 3 — корпус цилиндра; 4 — фундаментные рамы; 5 — продольные шпонки; 6 — поперечная шпонка на фундаментной раме; 7 — вертикальные шпонки; 8 — поперечные шпонки лап корпуса; 9 — лапы корпуса цилиндра; 10 — стул корпуса подшипника; 11 — фикспункт; 12 — прижимные скобы корпуса подшипника; 13 — прижимные скобы лап; 14 — дистанционный болт; а — опорная плоскость лап

На рис. 11.49 показано опираие на фундамент одноцилиндровой турбины с противодавлением. Корпус турбины лапами опирается на стулья выносных подшипников так, как описано выше, и центрируется по отношению к ним вертикальными шпонками. Под корпусами подшипников в вертикальной плоскости установлены продольные шпонки, вдоль которых они могут перемещаться при тепловых расширениях.

Корпуса подшипников скользят по фундаментным рамам вдоль продольных шпонок только при малых силах трения между поверхностями фундаментных рам и опорными поверхностями корпусов подшипников и при отсутствии в шпонках перекося. В противном случае возникает явление «опрокидывания» корпуса подшипника (рис. 11.50). Например, при снижении мощности турбины температура пара в ней уменьшается, ее корпус сокращается и от лапы 1 к шпонке 2 прикладывается усилие  $R$ . Под его действием корпус может повернуться около точки  $B$  с появлением зазора  $a$ . При этом будут возникать перекося вкладыша относительно шейки вала и его износ. Для исключения «опрокидывания» корпуса подшипника его основание выполняют с фланцами 3, за которые он удерживается с помощью прижимных скоб 4, прикрепляемых к фундаментной раме 5.

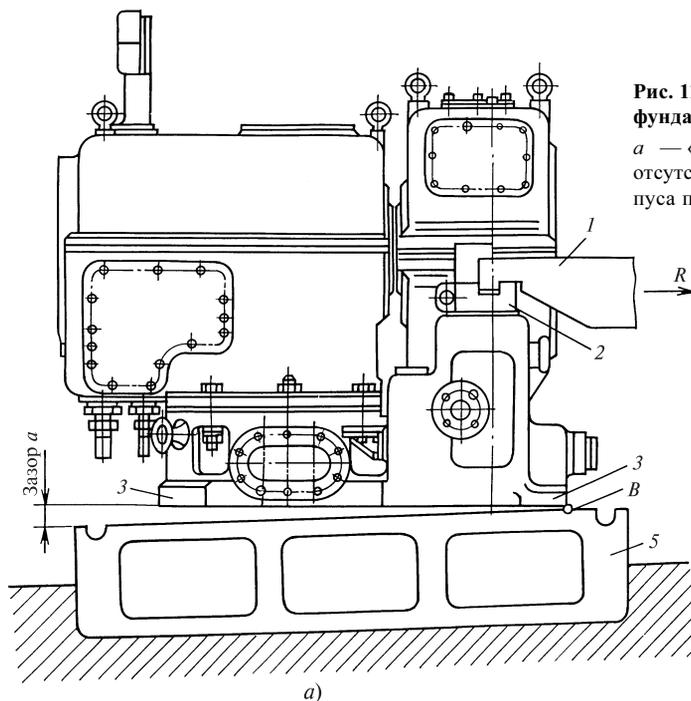
Прижимные скобы (рис. 11.51) устанавливают по отношению к фланцу с тепловым зазором 0,04—0,08 мм, не препятствующим свободному продольному перемещению корпуса подшипника, но не допускающим отрыва его от фундаментных рам.

Поскольку при нагреве корпуса турбины сила  $R$  будет приложена в противоположную сторону и зазор может возникнуть в точке  $B$ , корпус подшипника снабжается четырьмя прижимными скобами, расположенными по его сторонам.

На рис. 11.52 показано опираие корпуса заднего подшипника на фундаментную раму. Оно имеет две особенности.

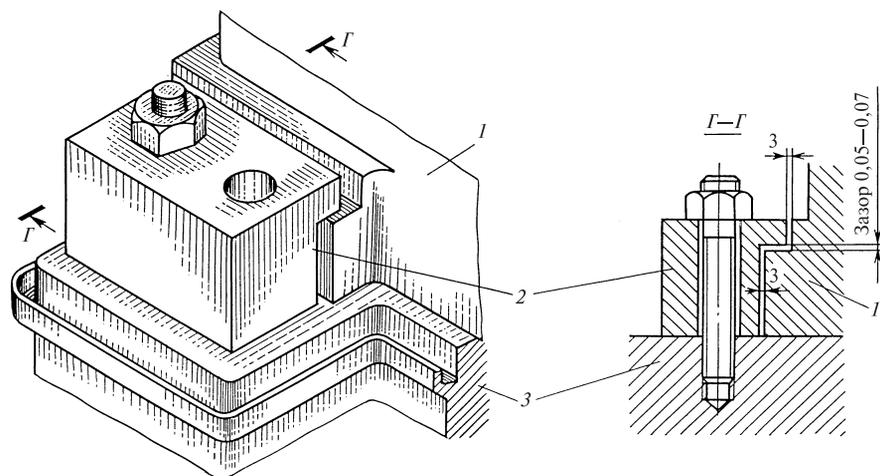
Первая из них состоит в том, что на задней фундаментной раме установлены две поперечные шпонки 8, фиксирующие вертикальную плоскость турбины, которая не перемещается при ее тепловых расширениях. Пересечение этой плоскости с осью продольных шпонок образует фикспункт — неподвижную точку, от которой происходит свободное тепловое расширение всей турбины, включая скольжение корпуса переднего подшипника по фундаментной раме.

Вторая особенность связана с использованием вместо прижимных скоб (рис. 11.52) так называемых дистанционных болтов, устанавливаемых по отношению к корпусу подшипника с зазором



**Рис. 11.50. Крепление корпуса подшипника к фундаментной раме:**

*a* — «опрокидывание» корпуса подшипника при отсутствии прижимных скоб; *б* — крепление корпуса подшипника прижимными скобами



**Рис. 11.51. Установка прижимной скобы:**

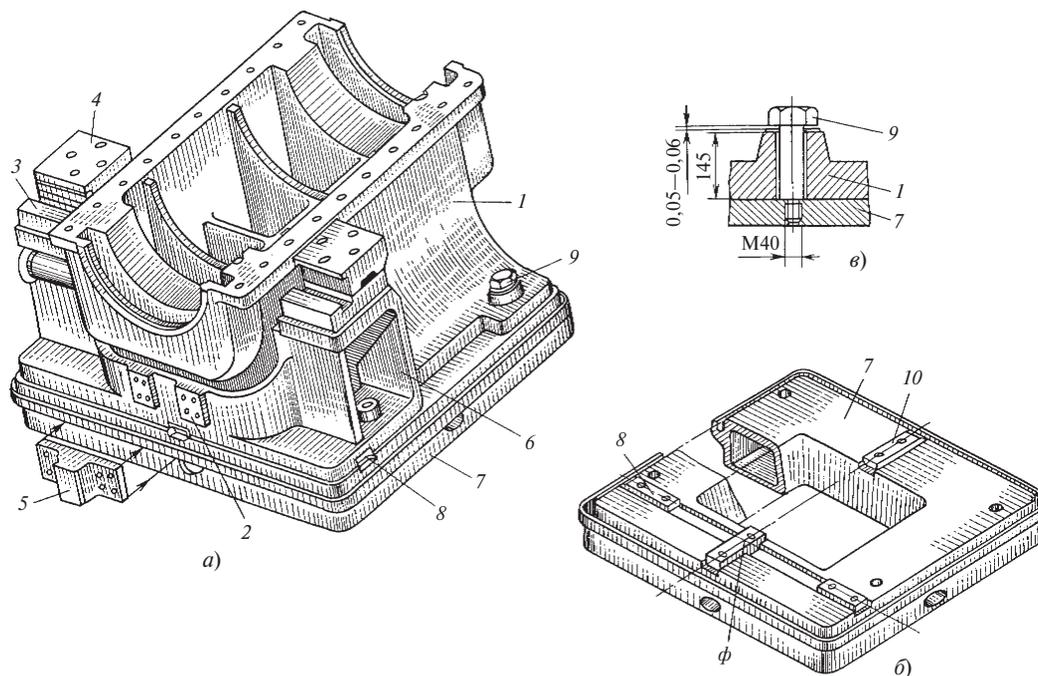
1 — корпус подшипника; 2 — прижимная скоба; 3 — фундаментная рама

0,05—0,06 мм. Дистанционный болт предотвращает «опрокидывание», но не мешает свободному тепловому расширению корпуса подшипника от фиксупункта.

Для работы ЧНД и двухпоточных ЦНД мощных турбин характерны низкие температуры, поэтому корпуса их подшипников часто выполняют встроенными. При этом на фундаментные рамы устанавливается сам корпус ЦНД. Для этого несколько ниже горизонтального разреза по периметру выходной части выполняют опорный пояс

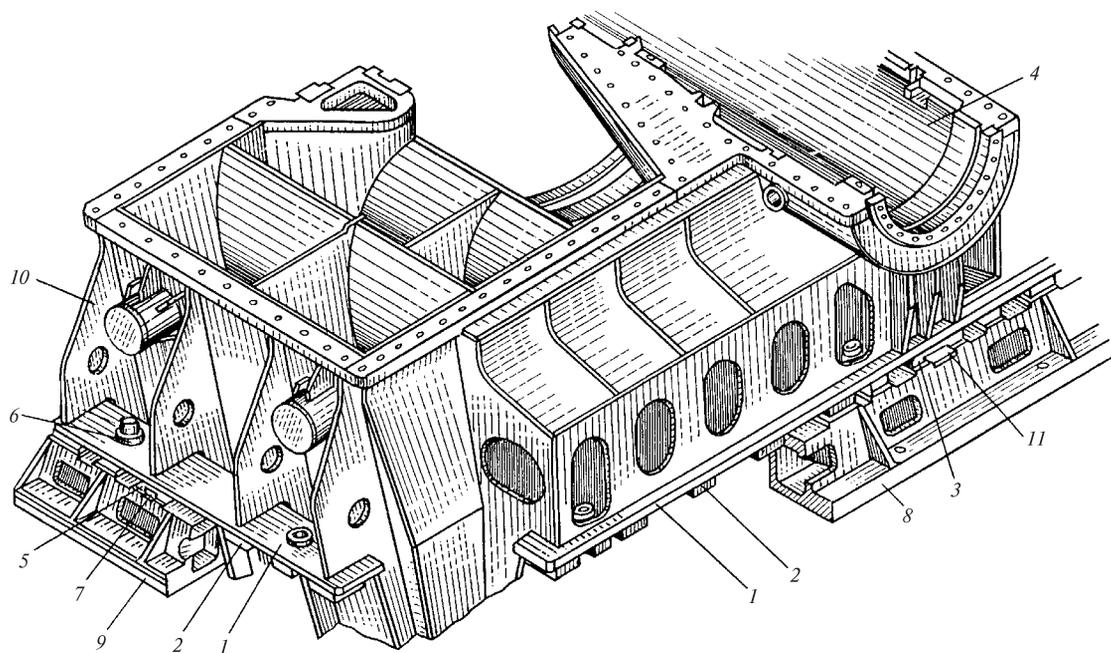
(рис. 11.53), которым корпус опирается на узкие фундаментные рамы, показанные на рис. 11.48.

Современный турбоагрегат представляет собой сложную конструкцию, состоящую из четырех-пяти цилиндров и генератора с единым валопроводом. Радиальные зазоры в турбине составляют 0,5—1,5 мм, осевые — 2—7 мм. При монтаже турбины установить даже меньшие зазоры не представляет особого труда. Однако должны быть исключены задевания при любых режимах работы, когда температура корпусов цилиндров и подшипников



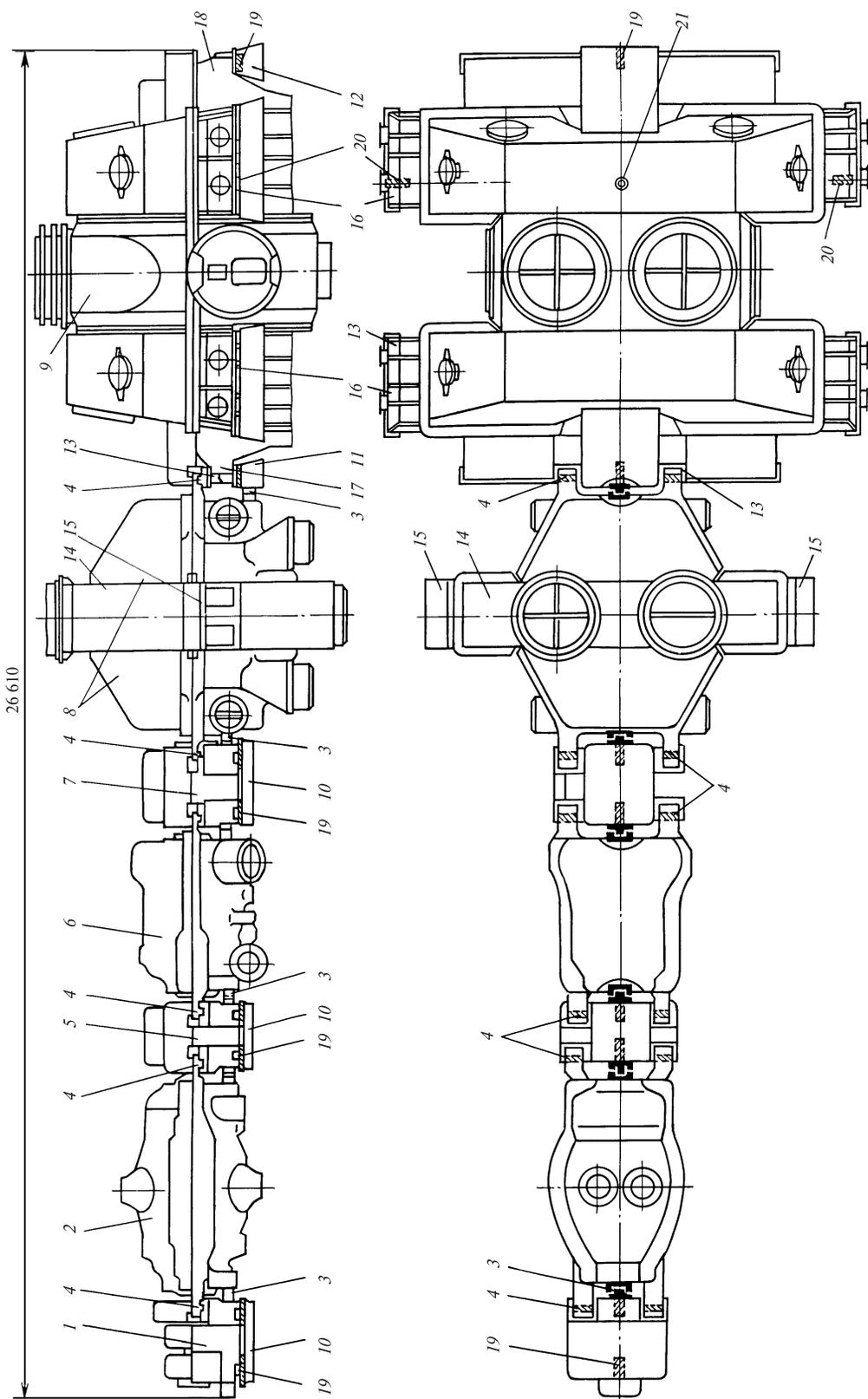
**Рис. 11.52. Опираие корпуса заднего подшипника на фундаментную раму:**

*a* — общий вид; *б* — фундаментная рама; *в* — дистанционный болт; 1 — корпус подшипника; 2 — приливы для крепления вертикальной шпонки; 3 — поперечные шпонки лап; 4 — прижимная скоба лапы; 5 — вертикальная шпонка; 6 — стул корпуса подшипника; 7 — фундаментная рама; 8 — поперечная шпонка; 9 — дистанционный болт; 10 — продольная шпонка;  $\phi$  — фиксипункт



**Рис. 11.53. Опираие ЦНД на фундаментные рамы (показан только один из выходных патрубков):**

1 — опорный пояс; 2 — подушка опорная; 3 — центральная подушка с направляющим пазом под продольную шпонку; 4 — встроенный корпус подшипника; 5 — боковая подушка с направляющим пазом под поперечную шпонку; 6 — дистанционный болт; 7 — поперечная шпонка; 8, 9 — поперечная и продольная фундаментные рамы; 10 — ребро жесткости; 11 — продольная шпонка



**Рис. 11.54. Опирание на фундамент турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:**

1 — корпус переднего подшипника; 2 — ЦВД; 3 — вертикальные шпонки; 4 — поперечные шпонки лап; 5 — корпус опорно-упорного подшипника; 6 — ЦСД-1; 7 — корпус подшипника; 8 — ЦСД-2; 9 — ЦНД; 10 — ЦВД; 11 — 12 — фундаментные рамы; 13 — ступи передней опоры ЦНД; 14 — средняя часть корпуса ЦСД-2; 15 — боковая опорная лапа ЦСД-2; 16 — 18 — опоры ЦНД; 19 — продольные шпонки; 20 — поперечные шпонки турбины; 21 — фиксгунт

будет существенно отличаться от их температуры при монтаже. Для этого весь турбоагрегат устанавливается на фундамент так, чтобы обеспечивалось его свободное, но вполне определенное тепловое расширение с помощью направляющих шпонок.

Поясним опирание турбины на фундамент на примере самой сложной теплофикационной турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (рис. 11.54). Турбоагрегат состоит из ЦВД, двух ЦСД и одного ЦНД. Цилиндр высокого давления, первый цилиндр среднего давления (ЦСД-1) и левая сторона второго цилиндра среднего давления (ЦСД-2) опираются на выносные подшипники. ЦНД имеет встроенные подшипники, причем к корпусу первого из них приварены горизонтальные площадки, на которые уложен своими лапами ЦСД-2.

В вертикальных плоскостях всех корпусов цилиндров и подшипников между ними и фундаментными рамами установлены продольные шпонки, вдоль которых может перемещаться турбоагрегат. Для того чтобы он не перемещался вдоль продольных шпонок произвольным образом под действием вибрации или теплового расширения присоединенных трубопроводов, на фундаментных рамах устанавливают поперечные шпонки. Пересечение горизонтальной плоскости фундаментных рам, вертикальных плоскостей турбоагрегата и осей поперечных шпонок образует фиксупункт. При этом осевые усилия с цилиндра на цилиндр передаются через поперечные шпонки лап.

На приведенном выше рисунке (см. рис. 11.48) показаны пазы под продольные и поперечные шпонки и фиксупункт турбины. Принципиально фиксупункт может находиться в любом месте опирания турбины на фундаментные рамы. Чаще всего его располагают в районе выходных патрубков ЦНД. В турбинах с конденсацией пара это позволяет избежать значительных перемещений конденсатора, масса которого с водой может быть больше массы турбины, а в турбинах с противодавлением — перемещений трудно деформируемых паропроводов большого диаметра. При этом, однако, на корпусах ЦВД и ЦСД могут возникать усилия от некомпенсированных тепловых расширений паропроводов свежего пара и пара промежуточного перегрева. Поэтому выбор расположения фиксупунктов и их числа осуществляется с учетом этих факторов.

### 11.1.5. Валоповоротные устройства

Валоповоротные устройства (ВПУ) служат для медленного вращения валопровода турбины, при котором исключаются его изгиб из-за появления температурной неравномерности по сечению, возникновение вибрации и задеваний вра-

щающихся деталей о неподвижные. Необходимость в работе валоповоротного устройства возникает при пуске и остановке.

При пуске турбины с конденсацией для создания внутри нее и в конденсаторе разрежения на концевые уплотнения подается пар и осуществляется отсос воздуха. Если уплотняющий пар подать в турбину с неподвижным ротором, то температура его поверхности по окружности станет различной. Соответствующим образом будет изменяться температурное удлинение его отдельных продольных волокон, и в результате ротор изогнется. Это может привести к вибрации, выборке радиальных зазоров и задеваниям с тяжелой аварией.

Ситуация осложнится еще больше при остановке турбины. Остановленный горячий ротор снизу будет остывать быстрее, чем сверху, и в результате также возникнет изгиб ротора.

Для исключения этих явлений используется валоповоротное устройство, представляющее собой электродвигатель мощностью несколько десятков киловатт и понижающий редуктор, приводящий ротор с частотой вращения 4—30 мин<sup>-1</sup>. Все валоповоротные устройства выполняют полуавтоматическими: включаются они машинистом, а выключаются автоматически при достижении турбиной частоты вращения большей, чем частота вращения валоповоротного устройства.

На рис. 11.55 показано валоповоротное устройство, применяемое на турбинах ТМЗ. Аналогичная конструкция используется и на турбинах ЛМЗ. Вал турбины приводится во вращение электродвигателем 5 последовательно через червяк 7, червячное колесо 8, вал 3 и шестерни 4 и 2 с косыми зубьями. Шестерня 2 напрессована на полумуфту 1, что и обеспечивает вращение вала паровой турбины.

Шестерня 4 может перемещаться по валу 3 по винтовой нарезке. В крайнем правом положении она находится в зацеплении с шестерней 2, обеспечивая вращение валопровода турбины. В крайнем левом положении, показанном на рис. 11.55 тонкими линиями, шестерни 4 и 2 расцеплены, и валопровод турбины не вращается даже при работающем электродвигателе 5.

Для включения валоповоротного устройства освобождают специальную защелку, удерживающую шестерню 4 в крайнем левом положении, и, поворачивая рычагом 9 вал 10, с помощью вилки 11 подают шестерню 4 вправо по винтовой нарезке, вращая одновременно червяк 7 маховиком 6. При этом шестерня 4 будет перемещаться вправо, входя в зацепление с шестерней 2. При полном зацеплении (в крайнем правом положении) рычаг 9 нажмет на концевой выключатель и включит электродвига-

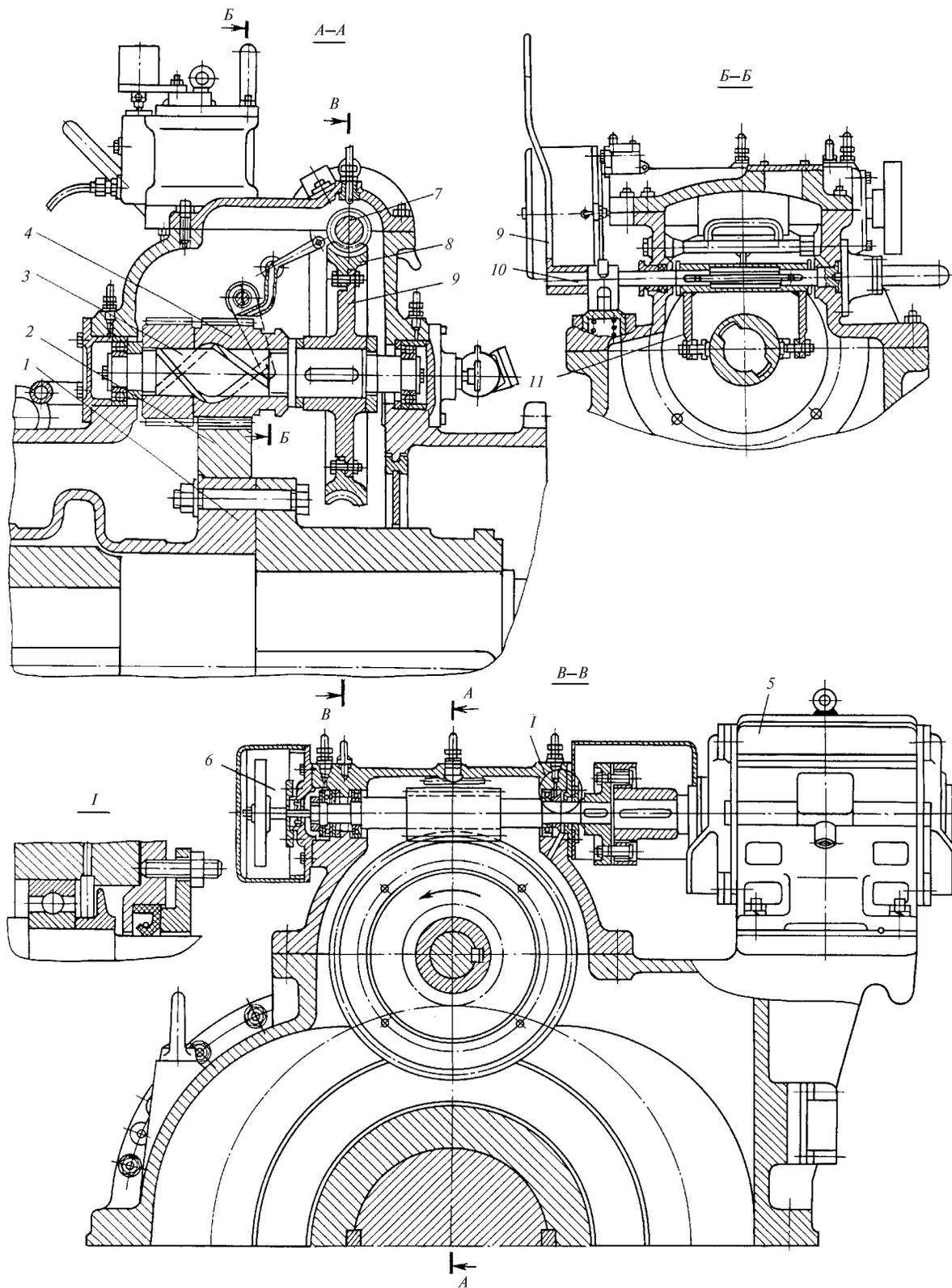


Рис. 11.55. Валоповоротное устройство турбин ТМЗ

тель 5, который начнет вращать валопровод турбины. В дальнейшем зацепление шестерен будет обеспечиваться до тех пор, пока электродвигатель будет вращать валопровод турбины, так как осевое усилие, действующее на косые зубья шестерни 4, будет направлено слева направо.

При подаче пара в турбину ее валопровод начинает вращаться за счет энергии расширяющегося пара. При превышении турбиной частоты вращения, обеспечиваемой валоповоротным устройством, осевое усилие на шестерне 4 изменяет направление и она автоматически перемещается в крайнее левое положение, выводя из работы валоповоротное устройство.

## 11.2. КОНСТРУКЦИИ МОЩНЫХ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН ДЛЯ ТЭС

**Турбина К-215-12,8 ЛМЗ.** Турбина К-215-12,8 мощностью 215 МВт сконструирована на начальные параметры пара 12,8 МПа и 540 °С с промежуточным его перегревом до 540 °С. Давление в конденсаторе составляет 4 кПа, частота вращения — 50 с<sup>-1</sup>.

От котла по двум паропроводам пар подводится к двум стопорным клапанам. Пройдя стопорные клапаны, он поступает к четырем регулирующим клапанам. Турбина имеет сопловое парораспределение: каждый из регулирующих клапанов подает пар к одной из сопловых коробок, сваренных в корпус (см. рис. 11.12). Сопловые сегменты регулирующей ступени установлены в сопловых коробках. Пройдя регулирующую и 11 промежуточных ступеней (рис. 11.56), пар по двум паропроводам направляется в промежуточный перегреватель котла, откуда с параметрами 2,34 МПа и 540 °С поступает к двум блокам стопорных клапанов ЦСД. Пройдя эти клапаны, пар по четырем перепускным трубам поступает к четырем регулирующим клапанам ЦСД, работа которых отличается от работы регулирующих клапанов ЦВД: клапаны ЦСД регулируют расход пара через ЦСД только до нагрузки в 30 %. Их работа особенно важна при резких сбросах нагрузки с отключением электрического генератора от сети, когда без них невозможно удержать турбину на холостом ходу. При больших нагрузках регулирующие клапаны ЦСД практически полностью открыты и в регулировании мощности ЦСД не участвуют.

После регулирующих клапанов пар поступает в паровую коробку ЦСД и затем проходит 11 ступеней. С параметрами 0,16 МПа и 235 °С он из ЦСД по двум ресиверным трубам диаметром 1,52 м направляется в двухпоточный ЦНД. Каждый поток ЦНД состоит из четырех ступеней.

Характерной особенностью проточной части ЦНД является использование ступени Баумана. Третья ступень ЦНД выполнена двухъярусной. Ее сред-

ний диаметр равен 2,091 м, а высота лопатки — 740 мм. Из верхнего яруса пар поступает в конденсатор, а из нижнего — в последнюю ступень ЦНД, имеющую средний диаметр 2,1 м и длину лопатки 765 мм. Суммарная кольцевая площадь выхода одного потока достигает 7,64 м<sup>2</sup>, что и позволяет получить мощность, равную 215 МВт, в агрегате с одним ЦНД при глубоком вакууме и умеренных потерях с выходной скоростью. Из выходного патрубка пар направляется в конденсатор 200-КЦС-2.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Между роторами ЦСД и ЦНД установлена полужесткая муфта. Между ЦВД и ЦСД размещен комбинированный опорно-упорный подшипник. Поток пара в этих цилиндрах имеют противоположные направления. Это позволяет иметь небольшое осевое усилие на сегментах упорного подшипника.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, установленным на крышке корпуса подшипника ЦНД и вращающим ротор с частотой 3,4 мин<sup>-1</sup>.

Ротор ЦВД цельнокованный, изготовлен из стали Р2М. По его оси для контроля качества поковки и осмотра во время капитальных ремонтов выполнено сверление.

Концевые уплотнения ЦВД не имеют насадных втулок: на валу сделаны ступенчатые выточки, а уплотнительные сегменты установлены в обоймах. Так же выполнены и все диафрагменные уплотнения. Для снижения надбандажных утечек к диафрагмам приварены кольца, в которые зачеканены усики, образующие надбандажные уплотнения.

Ротор ЦСД комбинированный: его передняя часть цельнокованая из стали Р2М, последние четыре диска насадные. Они изготавливаются из стали 34ХНЗМ. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный поршень. Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, остальных четырех ступеней — вильчатыми хвостовиками. Начиная с четвертой ступени лопатки изготовлены закрученными. Лопатки первых семи ступеней ЦСД имеют ленточные бандажи, а остальных — проволочные связи.

Ротор ЦНД сборный: на вал, изготовленный из стали Р2, насажены в горячем состоянии диски, откованные из стали 34ХНЗМ. У дисков отсутствуют осевые шпонки.

Облопачивание не имеет ленточных периферийных бандажей. Для повышения вибрационной надежности лопаточного аппарата используются проволочные связи (в первой ступени — два ряда проволок, в остальных — три). Лопатки двух последних ступеней имеют стеллитовые напайки на входной кромке в периферийной части для защиты

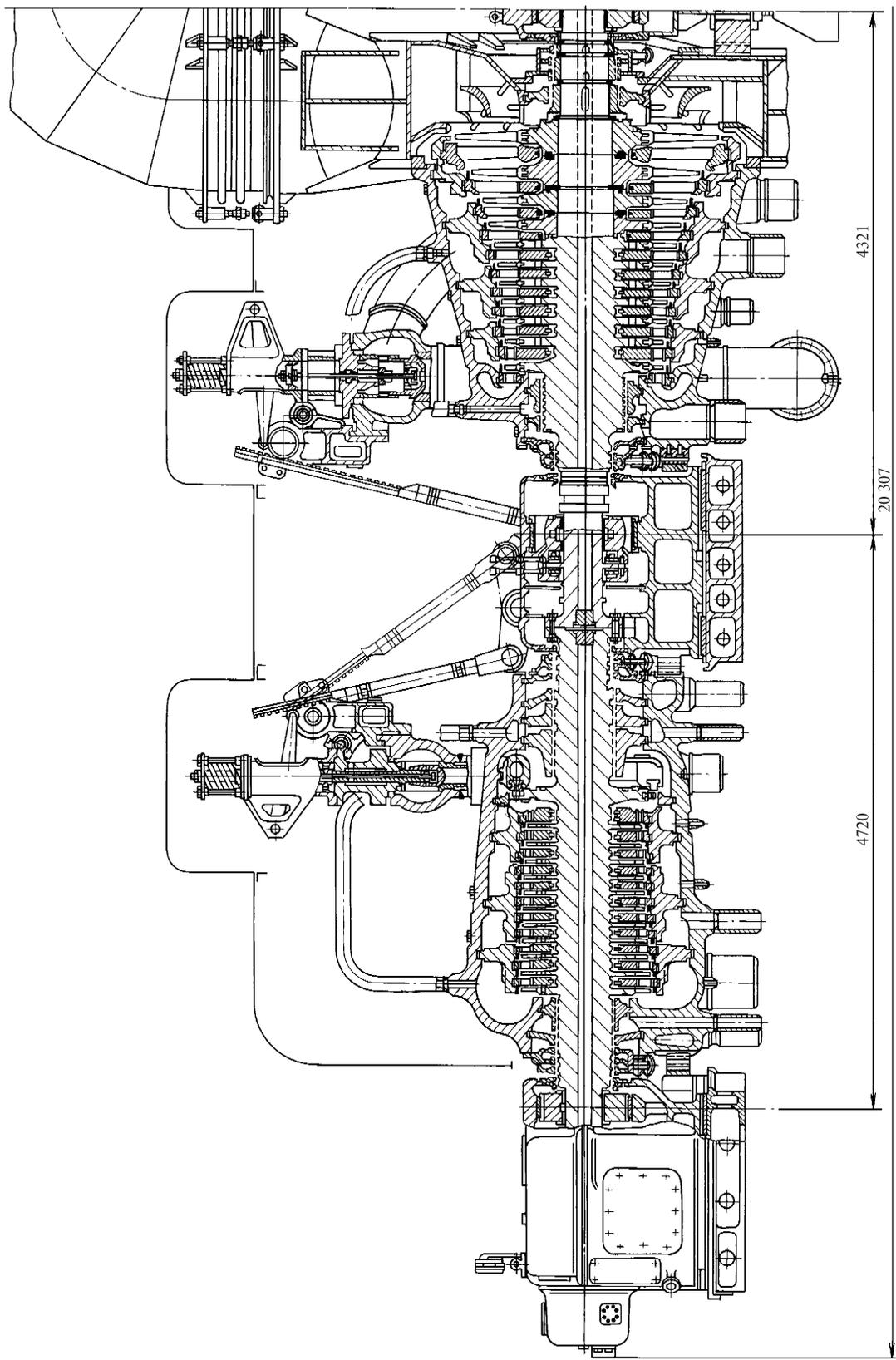


Рис. 11.56. Турбина К-215-12,8 ЛМЗ

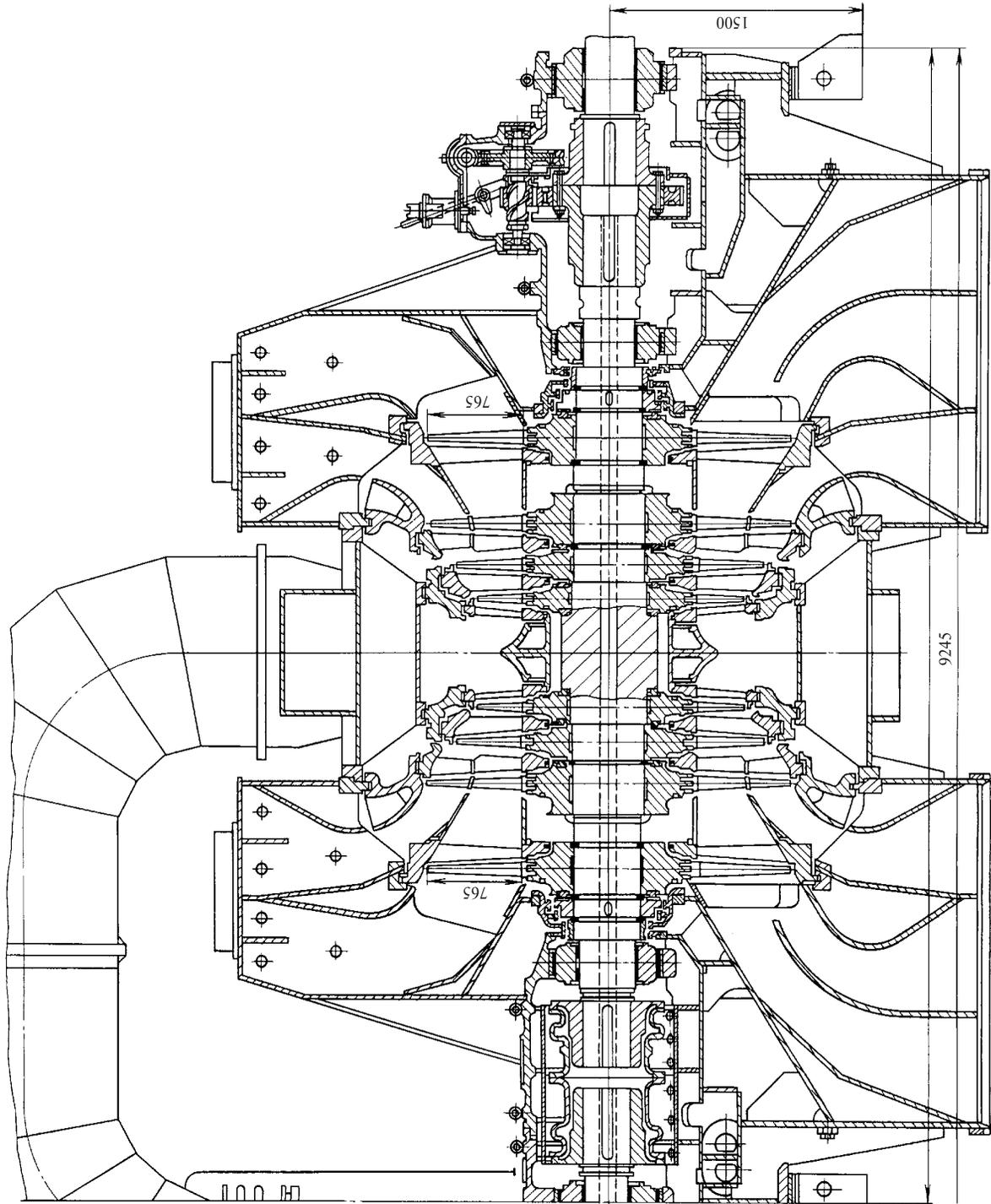


Рис. 11.56 (окончание)

от эрозии. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками.

Нижняя половина и крышка корпуса ЦВД отлиты из стали 15X1M1ФЛ. Корпус одностенный, имеет сваренные сопловые коробки. Регулирующие клапаны ЦВД установлены на его корпусе. Диафрагмы и сегменты всех концевых уплотнений также размещены в обоймах.

Корпус ЦСД имеет фланцевый горизонтальный и вертикальный (технологический) разъемы. Передняя часть ЦСД отлита из стали 15X1M1ФЛ, задняя часть (выходной патрубков) сварена из листовой углеродистой стали. Регулирующие клапаны ЦСД установлены на корпусе. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД расположены непосредственно в расточке корпуса; так же установлены и диафрагмы первых двух ступеней. Остальные диафрагмы размещены в обоймах, между которыми в нижней половине корпуса выполнены патрубки для отборов пара. Диафрагмы всех ступеней сварные, кроме последней, которая выполнена литой, чугуной, со стальными лопатками.

Корпус ЦНД состоит из трех частей: средней и двух симметричных выходных. Средняя часть литая, изготовлена из чугуна марки СЧ-21-40. В ней установлены две обоймы, в которых закреплены литые диафрагмы первых трех ступеней. Выходные части сварены из листов углеродистой стали. В них располагаются диафрагмы последних ступеней, сваренные из листовой стали. На крышках корпуса ЦНД размещены предохранительные атмосферные клапаны (мембраны).

Корпус ЦВД опирается на приливы корпусов подшипников и фиксируется по отношению к ним в осевом направлении поперечными шпонками. Корпус ЦСД подобным же образом опирается на средний подшипник и приваренные горизонтальные площадки на корпусе ЦНД. Корпуса ЦВД и ЦСД сопрягаются со смежными корпусами подшипников посредством вертикальных шпонок. Турбина опирается на фундамент корпусами переднего и среднего подшипников и опорным поясом корпуса ЦНД.

Фикспункт турбины расположен на опорной раме ЦНД. От него корпуса цилиндров и подшипников могут свободно расширяться в продольном направлении, скользя вдоль горизонтальных шпонок, установленных на фундаментных рамах.

Длина турбины без генератора составляет 20,31 м, с генератором — 33,12 м, масса ее — около 560 т.

**Турбина К-300-23,5-3 ЛМЗ.** Турбина К-300-23,5-3 ЛМЗ мощностью 300 МВт рассчитана на параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным его перегревом до 540 °С, на давление в конденсаторе 3,4 кПа и частоту вращения 50 с<sup>-1</sup>.

Из котла по двум паропроводам пар подводится к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, установленных рядом с турбиной. Последовательное открытие клапанов реализует сопловое парораспределение.

Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, сваренным во внутренний корпус ЦВД (рис. 11.57). Выполнение регулирующих клапанов в виде отдельных блоков позволило обеспечить более равномерный прогрев и остывание корпуса при переходных режимах. Это уменьшает коробление корпуса и температурные напряжения в паровпускной части турбины и повышает надежность ее работы.

По паровпускным патрубкам, расположенным в средней части внешнего корпуса, пар направляется в сопловые коробки, откуда поступает в одно-вечную регулируемую ступень и далее проходит пять нерегулируемых ступеней, расположенных во внутреннем корпусе. Затем пар совершает поворот на 180°, проходит между внешним и внутренним корпусами через шесть ступеней правого потока и направляется в промежуточный пароперегреватель. С давлением 3,65 МПа и температурой 540 °С он после промежуточного перегрева подходит к двум стопорным клапанам и затем через два регулирующих клапана поступает в ЦСНД — комбинированный цилиндр, в котором совмещены проточные части среднего и низкого давлений. Регулирующие клапаны ЦСНД открываются одновременно.

Стопорные и регулирующие клапаны ЦСНД конструктивно совмещены попарно в одном корпусе и установлены непосредственно на коротких патрубках, размещенных на нижней половине корпуса. Это позволяет иметь малые паровые объемы между стопорными клапанами и проточной частью, что улучшает динамические характеристики турбины.

Пройдя первые 12 нерегулируемых ступеней ЦСНД, поток пара разделяется на два. Один из них (1/3 количества пара), пройдя пять последних ступеней ЦСНД, поступает в конденсатор. Две трети пара после разделения по двум ресиверным трубам поступает в двухпоточный ЦНД. Ресиверные трубы расположены на уровне пола машинного зала и присоединены фланцами к нижним половинам корпусов. Такой способ перепуска позволяет сэкономить время при ремонтах и ревизиях турбины, так как для вскрытия цилиндров не требуется демонтаж ресиверных труб.

Последняя ступень имеет средний диаметр 2,48 м и длину лопатки 960 мм, что соответствует кольцевой площади выхода 7,48 м<sup>2</sup>. Общая площадь выхода турбины по всем трем потокам составляет 22,44 м<sup>2</sup>.

Валопровод турбины вращается в пяти опорных подшипниках. Между ЦВД и ЦСНД установлен один комбинированный опорно-упорный подшипник. Корпуса подшипников ЦВД и паровпускной части ЦСНД выносные, опирающиеся на фундамент; подшипники выпускной части ЦСНД и ЦНД встроены в выходные патрубки. Все корпуса подшипников содержат в своих крышках аварийные масляные емкости, которые заполняются при работе от основных масляных насосов. При переключении насосов или их отказе масляные емкости гарантируют нормальный выбег турбины после ее аварийного отключения.

Роторы ЦВД и ЦСНД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валами, а роторы ЦСНД и ЦНД — полужесткой муфтой. Между роторами ЦНД и генератора установлена жесткая муфта с насадными полумуфтами.

На крышке подшипника, расположенного между ЦНД и генератором, находится ВПУ, вращающее валопровод турбины с частотой  $3,4 \text{ мин}^{-1}$  при ее пуске и остановке.

Ротор ЦВД выполнен цельнокованным из стали Р2М. Все диски, кроме диска регулирующей ступени, снабжены отверстиями для прохода утечек, выравнивания давления и разгрузки колодок упорного подшипника.

Рабочие лопатки закреплены на дисках посредством Т-образных лопаточных хвостовиков с замками, а по периферии связаны бандажами.

Ротор ЦСНД выполнен комбинированным: вал откован заодно с 12 дисками из стали Р2М, а диски последних пяти ступеней насажены на вал с натягом. Материал дисков — сталь 34ХНЗМ. Лопатки части среднего давления закреплены на дисках посредством Т-образных хвостовиков с замками.

В зоне паровпуска ротор ЦСНД имеет развитый разгрузочный диск для уравнивания осевого усилия.

Конструкции ротора в части низкого давления ЦСНД и ротора ЦНД одинаковы. Крутящий момент в случае временного ослабления посадки передается на вал торцевыми шпонками. Лопатки первых двух ступеней ЦНД крепятся к дискам Т-образными, а лопатки последних трех ступеней — мощными вильчатыми хвостовиками. Они не имеют ленточных бандажей, но перевязаны титановыми проволоками. Лопатки двух последних ступеней имеют противозерозионную защиту в виде стеллитовых напаяек.

Корпус ЦВД (рис. 11.58) выполнен двойным. Это позволяет иметь умеренные толщины стенок и фланцев каждого из корпусов, что способствует их быстрому и равномерному прогреву вместе с ротором и охлаждению внутреннего корпуса паром,

протекающим между корпусами при работе турбины на номинальном режиме.

Внутренний корпус выполнен из нержавеющей стали 15Х11МФБЛ, обладающей достаточным сопротивлением ползучести при высоких рабочих температурах. Внешний корпус подвержен действию температур, не превышающих  $400 \text{ }^\circ\text{C}$ ; поэтому он изготовлен из более дешевой, но достаточно прочной стали 15Х1М1ФЛ. Внутренний корпус подвешен во внешнем так, как показано на рис. 11.15.

Диафрагмы левого потока ЦВД установлены непосредственно во внутреннем корпусе, а правого потока — в двух обоймах, помещенных в расточках внешнего корпуса. Все диафрагмы ЦВД сварные.

Корпус ЦСНД одностенный, с двумя паровпускными патрубками. Он состоит из трех частей, соединенных вертикальными технологическими разрезами. Передняя часть корпуса, подверженная действию пара с высокой температурой, поступающего после промежуточного перегрева, выполнена из стали 15Х1М1ФЛ, средняя — из стали 25Л, задняя сварена из листовой углеродистой стали. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД вставлены в расточки паровой коробки. Остальные диафрагмы установлены в обоймах. Все диафрагмы части среднего давления ЦСД сварные. Диафрагмы части низкого давления ЦСД установлены в обойме.

Корпус ЦНД выполнен сварным, двухстенным. Внутренний корпус подвешен в средней части внешнего корпуса на уровне горизонтального разреза (см. рис. 11.19), и его фиксункт расположен на оси ЦНД в плоскости его симметрии. Во внутреннем корпусе установлены литые чугунные диафрагмы первых четырех ступеней. Диафрагмы последних ступеней закреплены непосредственно в крайних выходных частях ЦНД.

Корпус ЦВД и передняя часть ЦСД опираются на выносные подшипники с помощью лап и боковых приливов на корпусах подшипников (см. рис. 11.44). Центровка корпусов турбины и подшипников обеспечивается вертикальными шпонками.

Части низкого давления ЦСД и ЦНД опираются поясами на фундаментные рамы. При монтаже турбины половины картера подшипника, расположенного между ЦСД и ЦНД, сболчивают внутренним фланцевым соединением.

Фиксункт турбины расположен на боковой раме ЦНД, а расширение идет в сторону переднего подшипника.

Масса турбины без конденсатора составляет 690 т, ее длина без генератора — 21,3 м, а с генератором — 35,5 м.

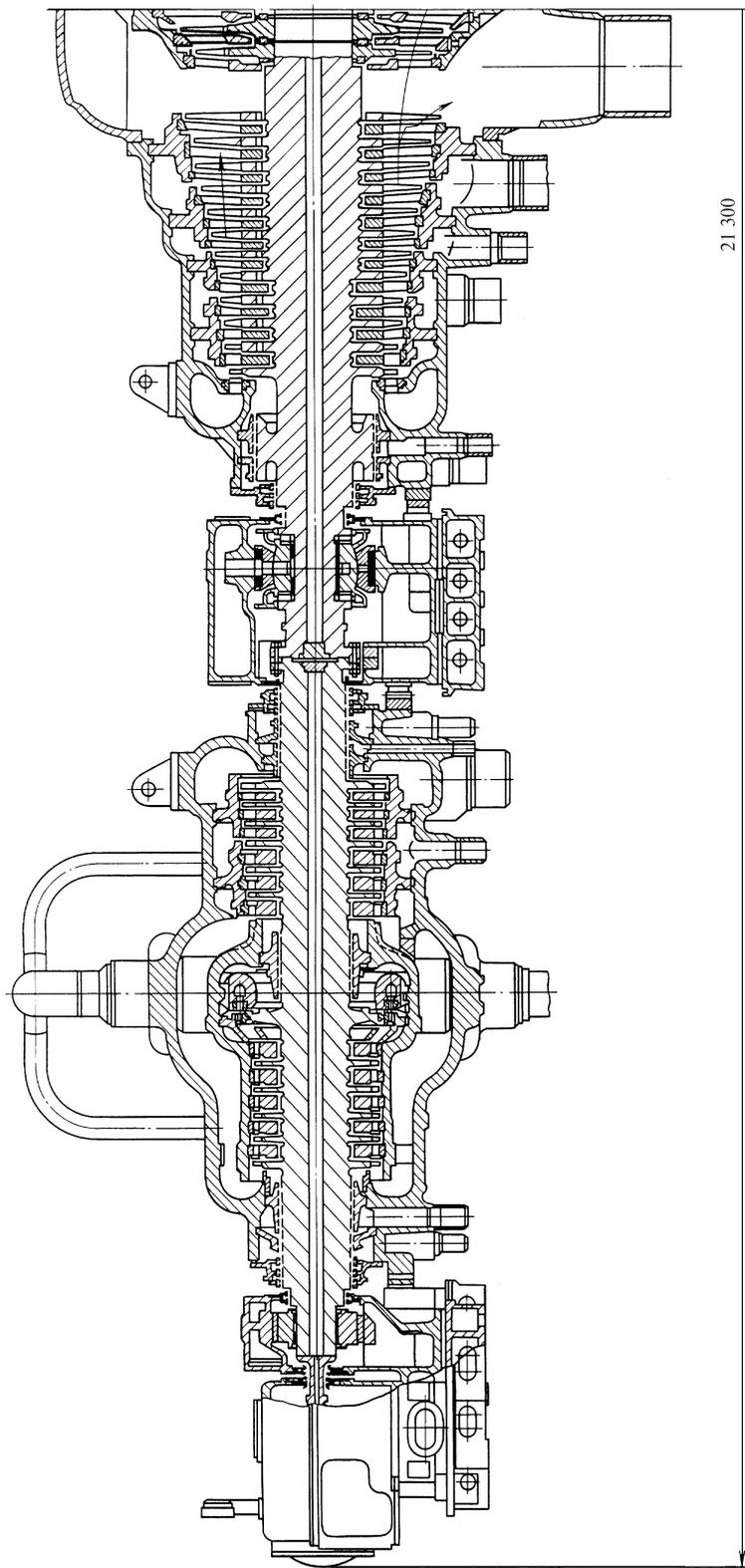


Рис. 11.57. Турбина К-300-23,5 ЛМЗ

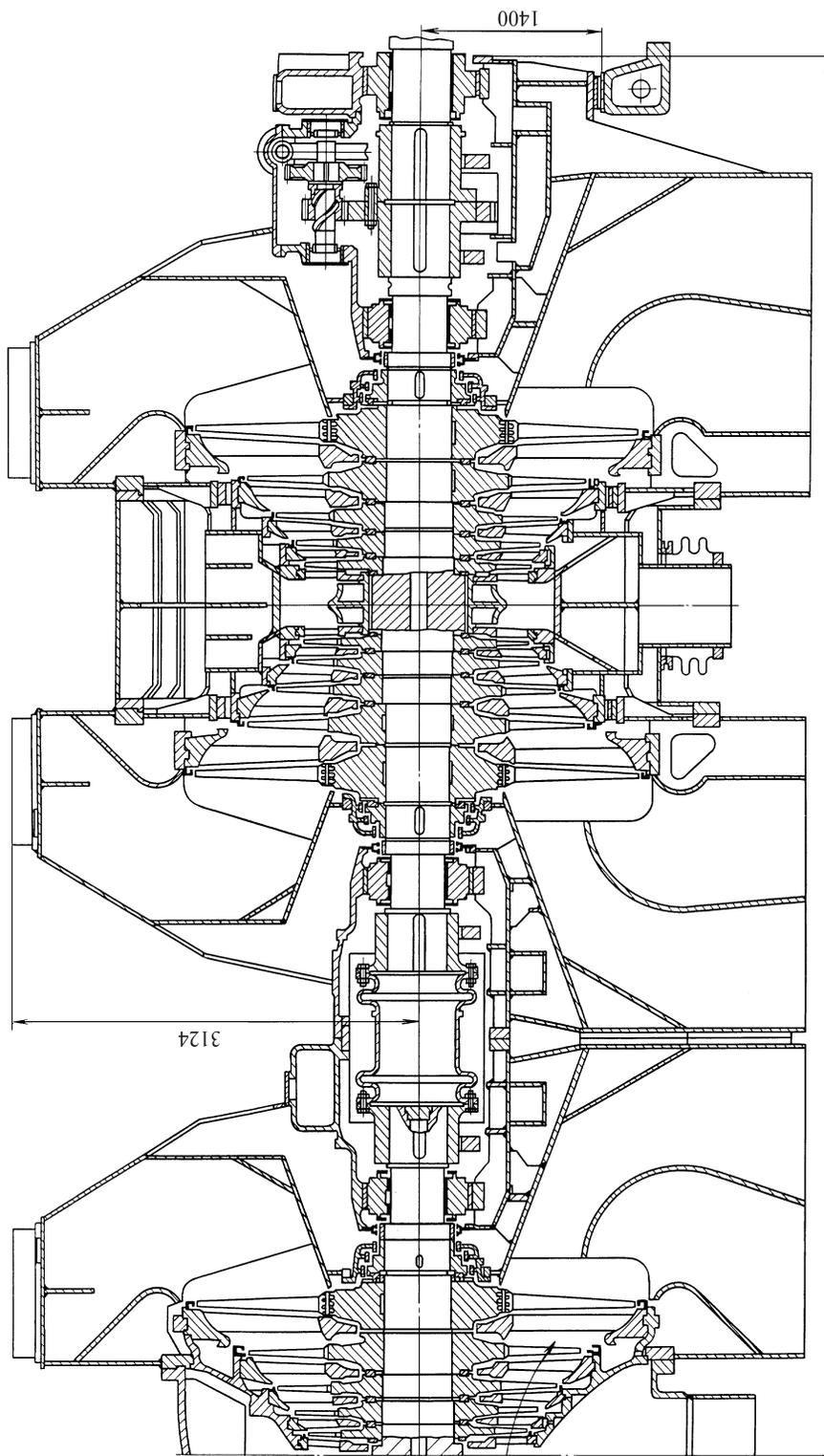


Рис. 11.57 (окончание)

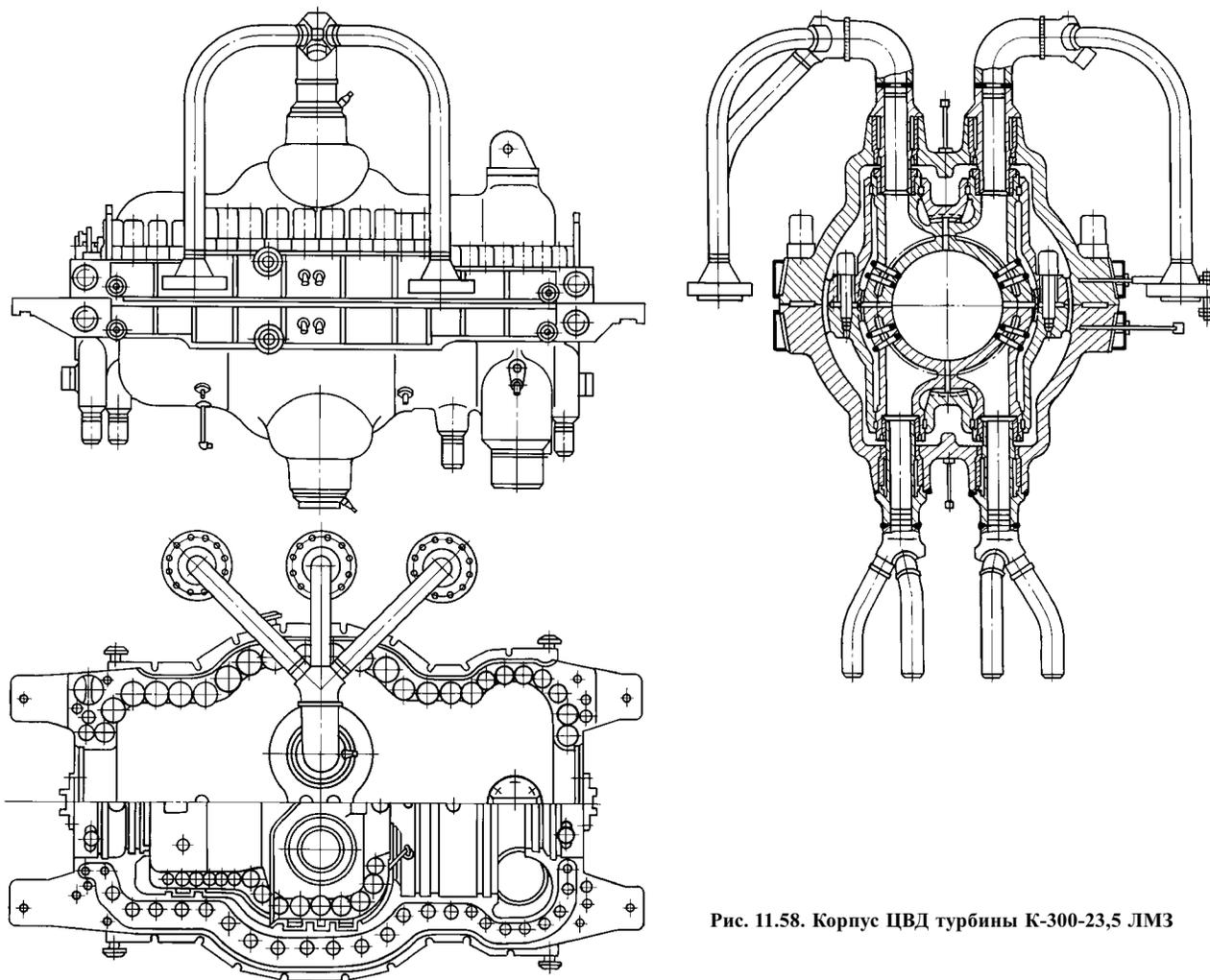


Рис. 11.58. Корпус ЦВД турбины К-300-23,5 ЛМЗ

Для улучшения маневренных качеств турбины и увеличения надежности при пусках фланцы корпуса и шпильки фланцевого разъема ЦВД и ЦСД имеют паровой обогрев.

**Турбина К-800-23,5-5 ЛМЗ.** Турбина спроектирована на начальные параметры пара 23,5 МПа и 540 °С с промежуточным его перегревом до 540 °С, на давление в конденсаторе 3,43 кПа и частоту вращения 50 с<sup>-1</sup>.

Пар из парогенератора по двум паропроводам подается к двум блокам клапанов, установленным перед турбиной. Каждый блок состоит из стопорного и двух регулирующих клапанов. Все клапаны разгруженные. Такая их компоновка улучшает прогрев при пуске и обеспечивает лучшие маневренные качества турбоустановки. Регулирующие клапаны открываются поочередно, обеспечивая сопловое парораспределение.

От регулирующих клапанов пар по четырем перепускным трубам проходит в ЦВД (рис. 11.59), конструкция которого аналогична конструкции ЦВД турбины К-300-23,5-3 ЛМЗ. Пройдя одновенечную регулируемую ступень и пять ступеней левого потока, за которым давление на номинальном режиме составляет 9 МПа, поток пара поворачивается на 180° и проходит сначала по межкорпусному пространству, охлаждая внутренний корпус, а затем — через последние шесть ступеней ЦВД. По двум паропроводам пар направляется в промежуточный пароперегреватель и возвращается с параметрами 3,34 МПа и 540 °С к стопорным клапанам ЦСД. Эти клапаны установлены рядом с турбиной, и пар по четырем паропроводам подается к регуливающим клапанам ЦСД. Два регулирующих клапана ЦСД установлены прямо на крышке корпуса ЦСД, а два других соединены короткими патрубками с нижней половиной корпуса.

ЦСД двухпоточный, симметричный. В каждом потоке расположено девять ступеней. На выходе из ЦСД при номинальном режиме давление составляет 0,28 МПа. Из ЦСД в ЦНД пар проходит по четырем ресиверным трубам: две из них проложены по бокам турбины на уровне пола машинного зала и пропускают пар из нижней половины корпуса ЦСД в нижние половины корпусов всех ЦНД, а две другие расположены над турбиной и направляют пар из верхних половин корпуса ЦСД в верхние половины корпусов ЦНД. Такая компоновка труб позволяет иметь малые потери давления и равномерный поток пара на входе в ЦНД, что важно для надежной работы рабочих лопаток.

Ресиверные трубы разводят пар на три двухпоточных ЦНД, проточная часть которых унифицирована с ЦНД турбины К-300-23,5 ЛМЗ. Суммарная кольцевая площадь выхода 44,88 м<sup>2</sup>.

При номинальной нагрузке на роторе ЦВД развивается мощность 260 МВт, на роторе ЦСД — 304 МВт, на роторах ЦНД — 236 МВт.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД, ЦСД, трех роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов установлен на двух опорных подшипниках. Подшипники ротора ЦВД сегментные, шестиколодочные (см. рис. 11.34). Корпуса переднего подшипника и подшипника, размещенного между ЦВД и ЦСД, выносные, опирающиеся на фундамент; корпуса остальных подшипников встроены в выходные патрубки. В крышках всех корпусов подшипников размещены аварийные масляные емкости.

Все роторы соединены жесткими муфтами. Полумуфты роторов ЦВД и ЦСД выполнены заодно с валами. Между полумуфтами роторов ЦНД из-за необходимости размещения ригелей фундамента установлены жесткие цилиндрические проставки. Валопровод имеет опорно-упорный подшипник такого же типа, как и у турбины К-300-23,5.

На крышке корпуса подшипника между первым и вторым ЦНД смонтировано ВПУ, вращающее валопровод с частотой 30 мин<sup>-1</sup> при пуске и при остывании остановленной турбины. Повышенная частота вращения ВПУ способствует не только сохранению сегментных подшипников, равномерному остыванию и нагреву роторов, но и выравниванию температуры неравномерно остывших во время стоянки корпусов, исключая их возможный прогиб и задевания.

Роторы ЦВД и ЦСД кованные, изготавливаются они из стали Р2М. Лопатки крепятся к дискам Т-образными хвостовиками с замками. Все ступени, начиная со второй, имеют закрученные лопатки.

Для заднего концевое уплотнения ЦСД и концевых уплотнений ЦНД использованы прямоточные

уплотнения. На роторе ЦСД (а на роторе ЦНД — на насадных втулках) и на сегментах уплотнений выточены наклонные гребни. Такая конструкция сохраняет экономичность ступенчатого лабиринтного уплотнения при отсутствии задеваний при осевых смещениях ротора.

Конструкция корпуса ЦВД турбины К-800-23,5-5 аналогична конструкции корпуса ЦВД турбины К-300-23,5-3 ЛМЗ. Все диафрагмы ЦВД сварные с усиленными профилями сопловых лопаток. Диафрагмы ступеней со второй по седьмую выполнены из стали 15Х1М1Ф, а диафрагмы остальных ступеней — из стали 12ХМ.

Корпус ЦСД двухстенный, двухпоточный. Внутренний корпус и средняя часть внешнего корпуса ЦСД изготовлены из стали 15Х1М1ФЛ, а крайние части корпуса ЦСД — из стали 25Л. Сопловые лопатки первой ступени каждого потока и диафрагмы двух следующих ступеней установлены во внутреннем корпусе. Остальные диафрагмы расположены в обоймах. Первые четыре диафрагмы каждого потока выполнены из стали 12Х1МФ, а диафрагмы остальных ступеней — из стали 12ХМ.

Конструкция ЦНД аналогична конструкции ЦНД турбины К-300-23,5 ЛМЗ с учетом всех последних достижений: рабочие лопатки имеют бандажи, фрезерованные заодно с ними, а диафрагмы выполнены с сопловыми лопатками, имеющими телесный профиль.

Корпус ЦВД и передняя часть корпуса ЦСД опираются лапами на ступля подшипников, задняя часть корпуса ЦСД — на корпус подшипника первого ЦНД. Центровка корпусов подшипников и цилиндров осуществляется вертикальными шпонками. Все ЦНД опираются на фундамент опорными поясами на уровне пола машинного зала.

Турбина имеет три фиксункта. Первый из них расположен на задней поперечной раме первого ЦНД; от этого фиксункта первый ЦНД, ЦСД и ЦВД расширяются в сторону переднего подшипника вдоль продольных шпонок, установленных на фундаментных рамах. Два других ЦНД имеют собственные фиксункты, расположенные на передних поперечных рамах, поэтому соединения смежных встроенных корпусов подшипников ЦНД выполнены подвижными.

Масса турбины (без конденсатора) составляет 1300 т, длина ее без генератора — 39,4 м, а длина вместе с генератором — 59,5 м.

**Турбина К-1200-23,5-3 ЛМЗ.** Турбина К-1200-23,5-3 является самой мощной из выпускаемых ЛМЗ. Мощность 1200 МВт обеспечивается при номинальных параметрах пара перед турбиной (23,5 МПа и 540 °С), в промежуточном пароперегревателе (540 °С), конденсаторе (3,5 кПа) и при

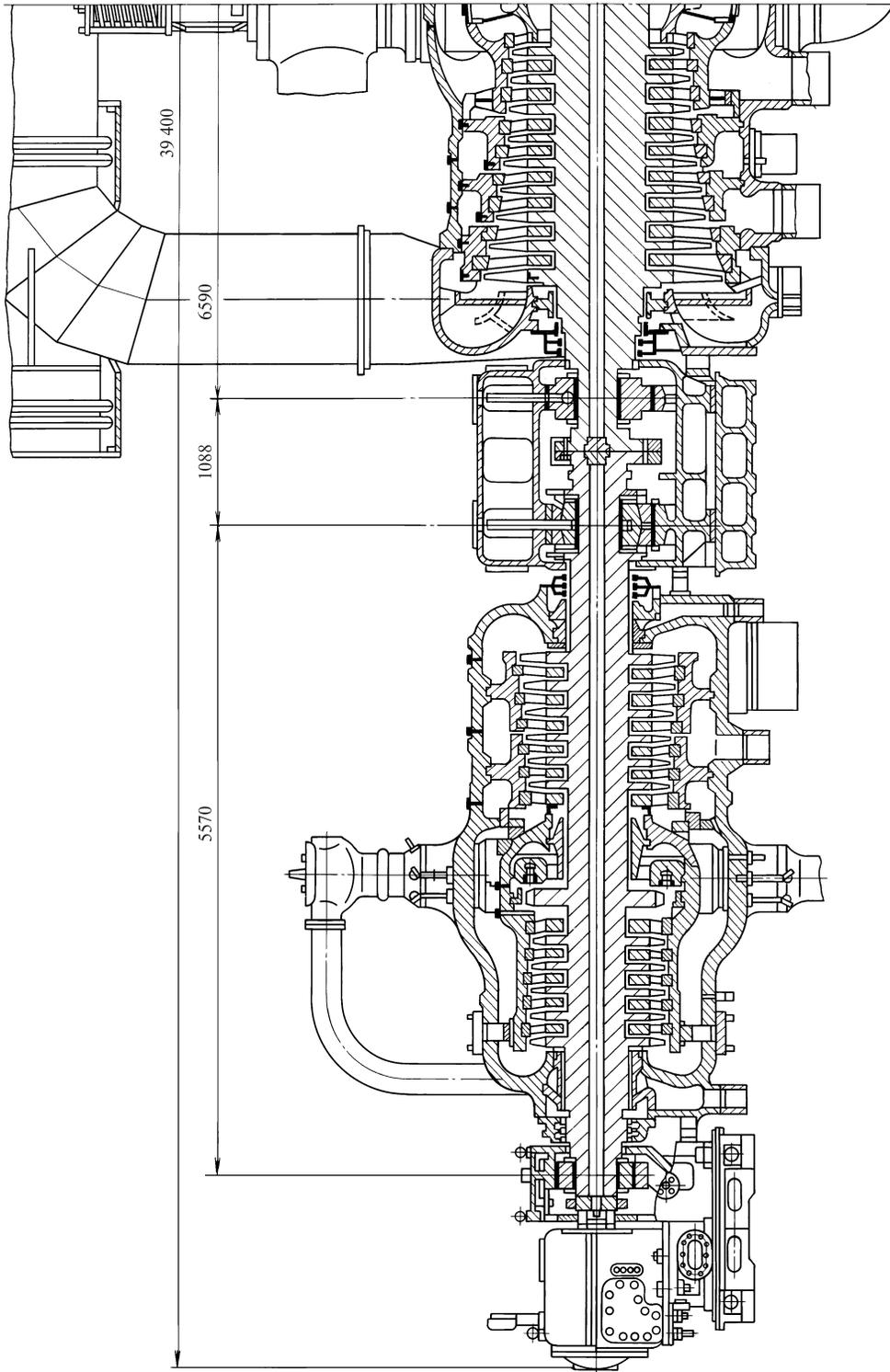


Рис. 11.59. Турбина К-800-23,5 ЛМЗ (показан один из трех ЦНД)

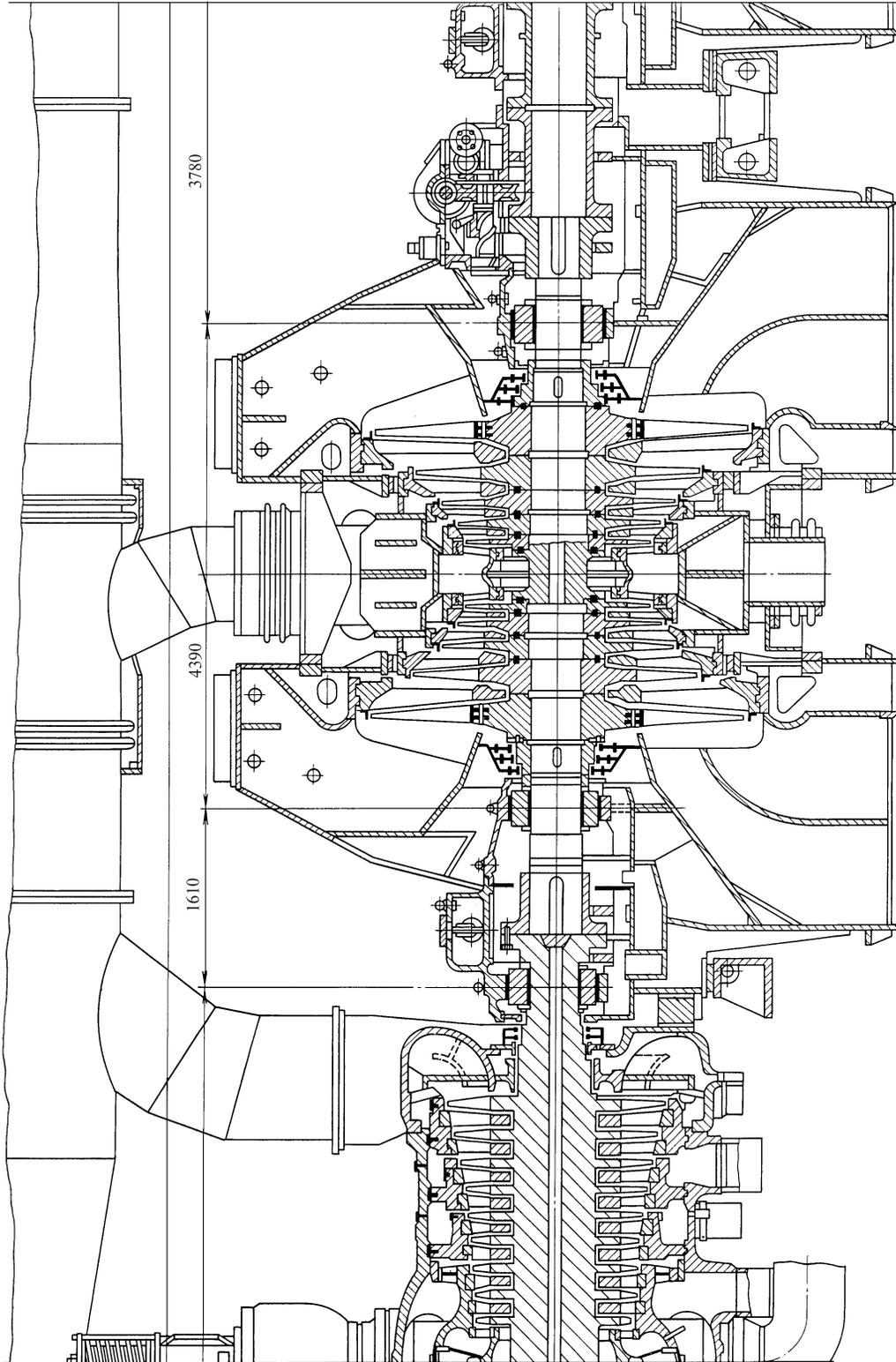


Рис. 11.59 (окончание)

дополнительных его отборах. Турбина работает при частоте вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ .

Источником пара является котел производительностью 4000 т/ч. От котла пар подводится по четырем паропроводам к двум блокам стопорно-регулирующих клапанов, каждый из которых представляет собой стопорный и два регулируемых клапана. Затем по четырем гибким паропроводам пар подается в ЦВД.

Все регулирующие клапаны открываются одновременно, т.е. в турбине К-1200-23,5 парораспределение дроссельное. Оно позволяет иметь более высокий КПД и более надежные лопатки первой ступени. Несмотря на применение дроссельного парораспределения, во внутреннем корпусе ЦВД оставлены сопловые коробки, число которых сокращено до двух.

Совместное использование этих конструктивных мер и регулирование нагрузки скольжением давления при сохранении температуры пара перед ЦВД и ЦСД обеспечивают хорошие маневренные качества турбины и даже возможность ее участия в покрытии переменной части графика нагрузки.

Конструкция проточной части ЦВД (рис. 11.60) аналогично ЦВД турбин К-300-23,5 и К-800-23,5 ЛМЗ выполнена противоточной. Из сопловых коробок пар направляется в четыре ступени левого потока, расположенные во внутреннем корпусе ЦВД, затем поворачивает на  $180^\circ$ , обтекает внутренний корпус и проходит четыре ступени правого потока. Далее по четырем паропроводам пар из ЦВД с параметрами 3,9 МПа и  $295^\circ\text{C}$  идет в промежуточный пароперегреватель, откуда возвращается по четырем паропроводам к двум блокам стопорных клапанов, расположенным по сторонам ЦСД. Параметры пара после промежуточного перегрева составляют 3,5 МПа и  $540^\circ\text{C}$ . После стопорных клапанов пар по четырем паропроводам направляется к четырем регулирующим клапанам ЦСД, установленным непосредственно на корпусе ЦСД.

ЦСД двухпоточный, с двойным корпусом, с восемью ступенями в каждом потоке. Из выходных патрубков ЦСД пар отводится в две ресиверные трубы с максимальным диаметром 2 м, расположенные на уровне пола машинного зала. Из ресиверных труб он поступает в каждый из трех корпусов ЦНД по четырем патрубкам (по одному патрубки в верхней и нижней половинах ЦНД с двух сторон). Каждый поток ЦНД состоит из пяти ступеней. Длина рабочей лопатки последней ступени равна 1200 мм при среднем диаметре 3 м, что обеспечивает суммарную кольцевую площадь выхода пара  $67,8 \text{ м}^2$ . Лопатка выполнена из титанового сплава ТС-5.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов ЦВД и ЦСД, трех роторов ЦНД и ротора генера-

тора. Каждый из роторов расположен в двух опорных подшипниках. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами, полумуфты которых откованы заодно с валами. Второй опорный подшипник (между ЦВД и муфтой ЦВД — ЦСД) объединен с упорным подшипником.

Валоповоротное устройство, вращающее ротор турбины с частотой  $30 \text{ мин}^{-1}$ , расположено на крышке корпуса подшипника между ЦСД и ЦНД. Подшипники турбины имеют гидростатические подъемные устройства.

Роторы ЦВД и ЦСД цельнокованные. Традиционно используемые ЛМЗ Т-образные хвостовики рабочих лопаток ЦВД и ЦСД оказались недостаточно прочными для столь больших мощностей, поэтому используется облопачивание с вильчатыми хвостовиками. Рабочие лопатки выполняются цельнофрезерованными с бандажными полками. Объединение лопаток в пакеты производится электронной сваркой. Роторы ЦНД сварно-кованные.

Корпуса ЦВД и ЦСД конструктивно выполнены так же, как и в турбине К-800-23,5-3.

Основное отличие корпуса ЦНД от ранее рассмотренных конструкций ЦНД состоит в размещении опор. В традиционной конструкции ЦНД внешний корпус опирается на фундамент, а в его выходные патрубки встроены корпуса подшипников, в которые уложены вкладыши. При этом силы, действующие на корпус турбины (атмосферное давление, вес конденсатора), вызывают его деформацию, которая, в свою очередь, приводит к деформации опор и вибрации турбоагрегата. Эти силы становятся особенно значительными при большом числе корпусов. В турбине К-1200-23,5 корпус ЦНД по-прежнему устанавливается на фундамент, однако подшипники ЦНД выполнены выносными, опирающимися на фундамент, и не имеют силовой связи с корпусом ЦНД. В такой конструкции деформация корпуса не приводит к деформациям опор.

Корпуса ЦВД и ЦСД опираются посредством лап на приливы корпусов подшипников. Все ЦНД опираются непосредственно на фундаментные рамы. Турбина имеет четыре фиксункта. Первый фиксункт расположен на фундаментной раме подшипника между ЦВД и ЦСД; от этого фиксункта происходит расширение корпусов ЦВД и переднего подшипника влево, а корпусов ЦСД и его правого подшипника вправо. Остальные фиксункты расположены на передних поперечных рамах всех трех ЦНД. Все корпуса подшипников роторов ЦНД также закреплены на фундаментных рамах поперечными шпонками в целях исключения продольных смещений.

Длина турбины без генератора составляет 47,9 м, а с генератором — 71,8 м.

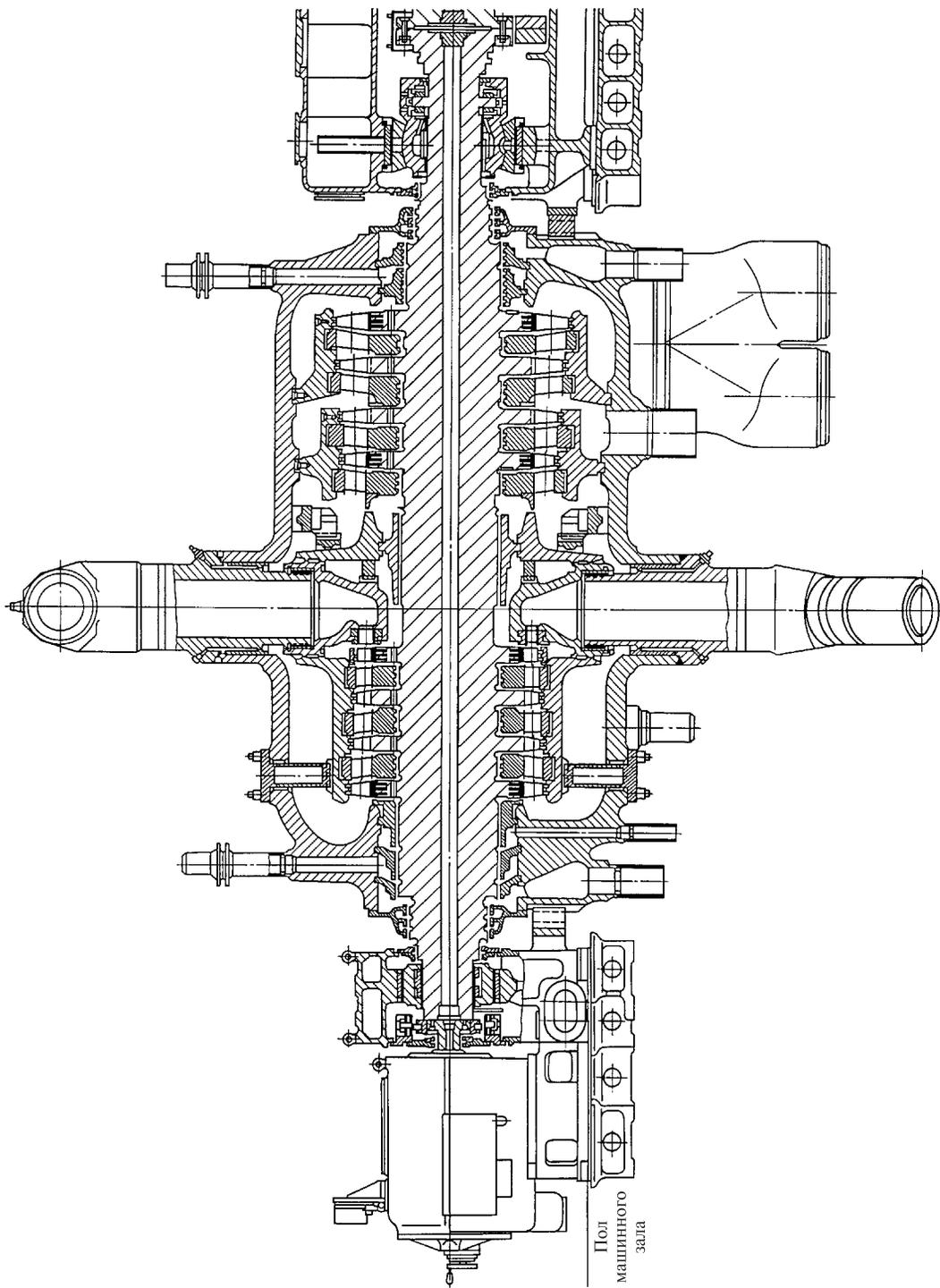


Рис. 11.60. Турбина К-1200-23,5 ЛМЗ (показан один из трех ЦНД)

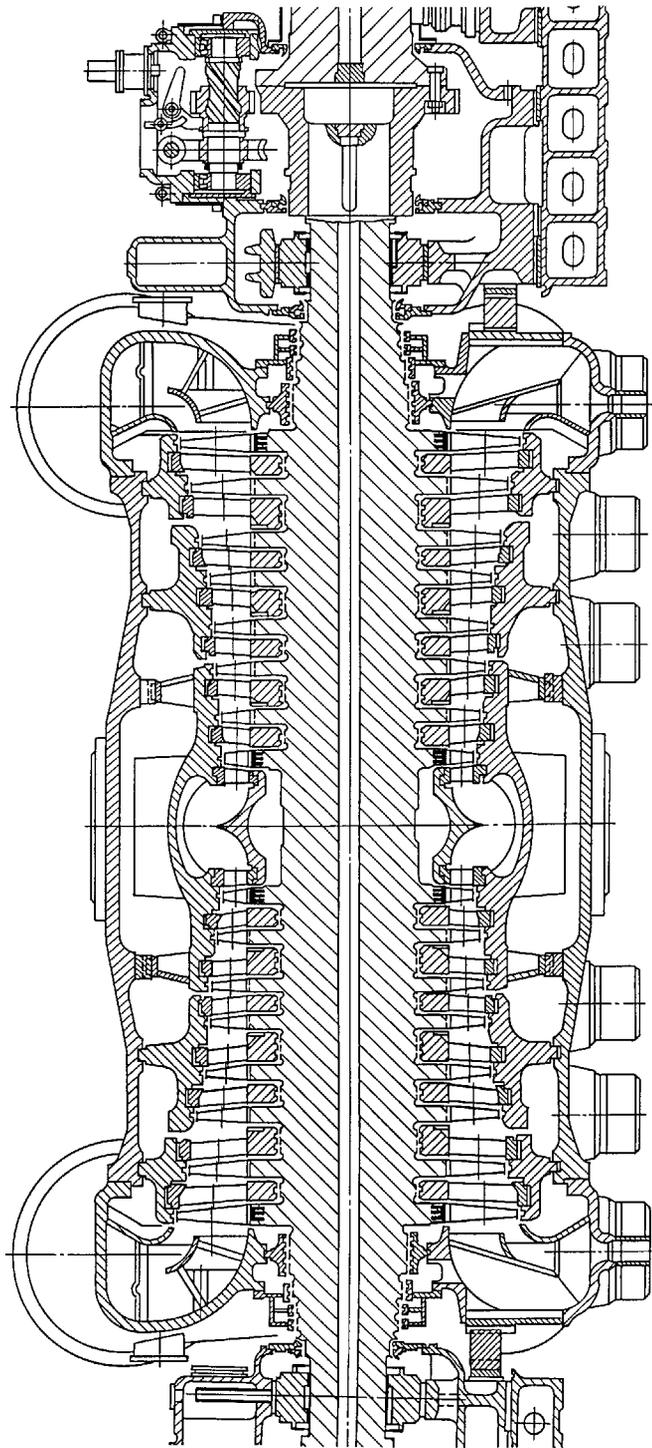


Рис. 11.60 (продолжение)

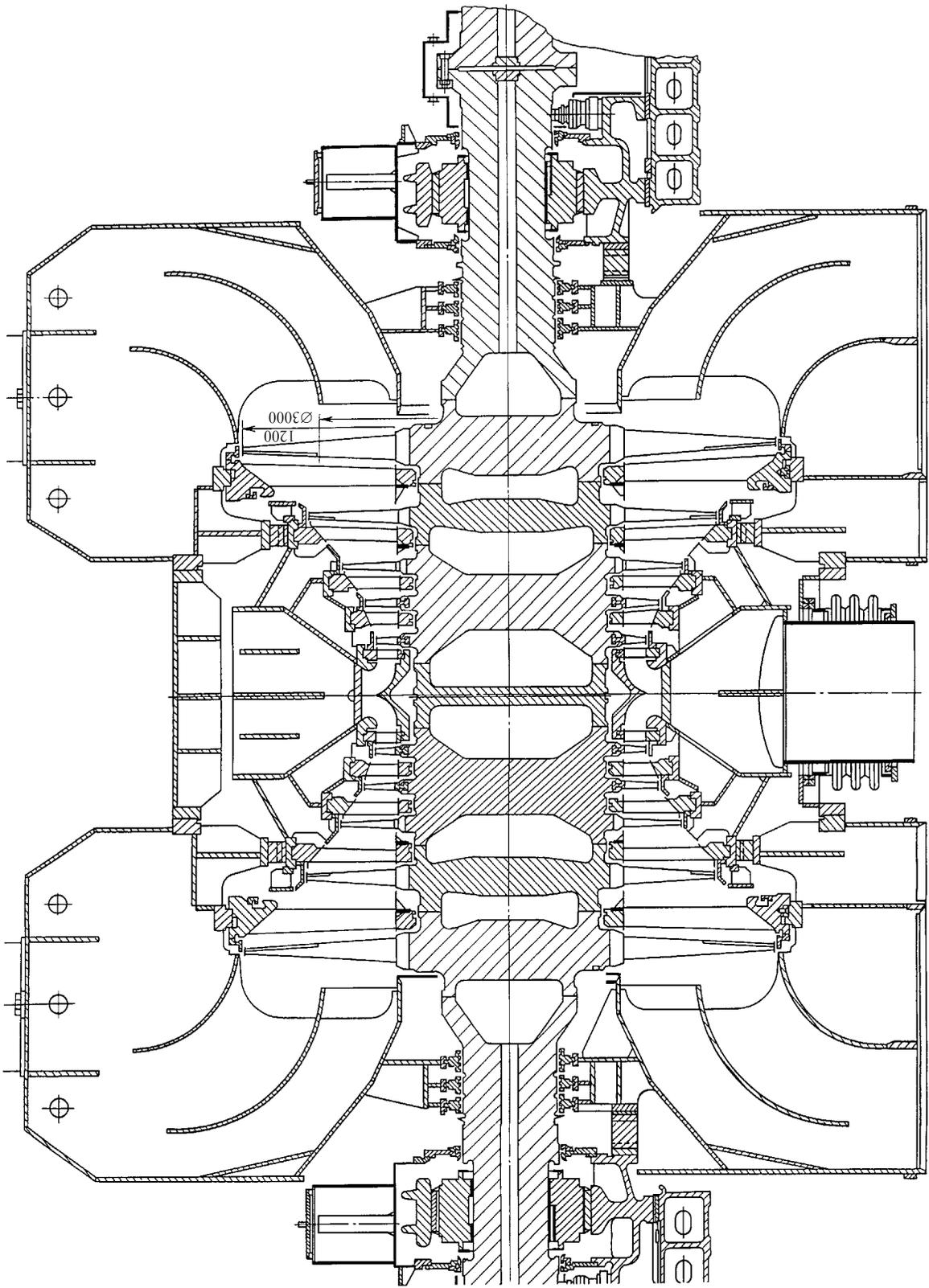


Рис. 11.60 (окончание)

### 11.3. КОНСТРУКЦИИ МОЩНЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

**Турбина Р-102/107-12,8/1,45-2 ТМЗ.** Турбина номинальной мощности 102 МВт спроектирована на начальные параметры 12,75 МПа и 555 °С, противодавление 1,45 МПа и частоту вращения 50 с<sup>-1</sup>. Она предназначена для установки на крупных промышленно-отопительных ТЭЦ. На рис. 11.61 показан продольный разрез такой турбины.

Пар подводится от стопорного клапана по четырем паропроводам к регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины. Регулирующие клапаны подают пар к четырем сопловым коробкам, сваренным во внутренний корпус турбины, откуда он поступает на однонаправленную регулирующую ступень. Далее пар расширяется в шести нерегулируемых ступенях, делает поворот на 180°, проходит в межкорпусном пространстве и затем расширяется в шести ступенях, после чего направляется потребителю.

Ротор опирается на два опорных подшипника, расположенных в корпусах, установленных на фундаменте. Вкладыш заднего подшипника комбинированный, его расточка служит для размещения шейки вала, а торцевые поверхности — для размещения упорных сегментов. Вал турбины имеет два упорных гребня (аналогично конструкции, показанной на рис. 11.38). Размеры концевых уплотнений выбраны так, чтобы обеспечить малое осевое усилие на упорный подшипник при номинальном режиме работы.

Корпус турбины выполнен двойным: центровка внутреннего корпуса по отношению к внешнему осуществляется подвеской внутреннего корпуса во внешнем на уровне горизонтального разъема и установкой четырех продольных шпонок так, как показано на рис. 11.15.

Диафрагмы первых шести ступеней размещены во внутреннем корпусе, а остальные — в обоймах, расположенных во внешнем корпусе. Отборы пара на регенерацию производятся из межкорпусного и межобойменных пространств, образованных гребнями трех обойм.

**Турбина Т-185/220-12,8-2 ТМЗ.** Турбина имеет номинальную мощность 185 МВт при начальных параметрах пара 12,8 МПа и 555 °С. Номинальная тепловая нагрузка составляет 112,8 ГДж/ч, расчетное давление в конденсаторе — 5,8 кПа, частота вращения — 50 с<sup>-1</sup>. Она предназначена для ТЭЦ крупных городов. Продольный разрез турбины показан на рис. 11.62. Предусмотрены двухступенчатый нагрев сетевой воды и использование регулируемых диафрагм для поддержания давления в теплофикационных отборах.

Пар через стопорный клапан подводится к четырем регулирующим клапанам, установленным на ЦВД турбины. Турбина состоит из трех цилиндров. Парораспределение ее сопловое. ЦВД полностью унифицирован с ЦВД описанной выше турбины Р-102/107-12,8/1,45. Проточная часть ЦСД включает девять ступеней, из них две последние образуют промежуточный отсек. ЦНД двухпоточный, симметричный, с тремя ступенями в каждом потоке.

Ротор ЦСД комбинированный, передняя часть его цельнокованая. В связи с тем что на выходе ЦСД расположен промежуточный отсек, на который действует значительная разность давлений, зависящая от расхода пара, в районе переднего уплотнения выполнен думмис большого диаметра, уравнивающий осевое усилие, возникающее в проточной части. Корпус ЦСД состоит из передней (литой) и выходной (сварной) частей, соединенных вертикальным технологическим разъемом. Ротор ЦНД сборный, корпус сварной, двухстенный.

Корпуса ЦВД и ЦСД опираются лапами на ступля подшипников; первые два из них выносные, третий и четвертый встроены в выходные патрубки ЦНД. Под лапами корпусов установлены поперечные шпонки. Фиксипункт турбины образован пересечением осей продольных и поперечных шпонок, расположенных на боковых фундаментных рамах ЦНД в зоне выходного патрубка, соседствующего с ЦСД.

**Турбина Т-180/210-12,8 ЛМЗ.** Турбина Т-180/210-12,8-1 (рис. 11.63) номинальной мощностью 180 МВт рассчитана на параметры свежего пара 12,8 МПа и 540 °С, температуру промежуточного перегрева 540 °С и давление в конденсаторе 8,65 кПа. Частота вращения ее 50 с<sup>-1</sup>. Турбина имеет двухступенчатый теплофикационный отбор, обеспечивающий тепловую нагрузку 1089 ГДж/ч.

Важным достоинством этой турбины является возможность работы с максимальным расходом пара 670 т/ч, обеспечивающим мощность 210 МВт при конденсационном режиме. Это позволяет не только эффективно использовать турбину в начальный период эксплуатации, когда тепловые сети еще не полностью готовы, но и активно привлекать ее к покрытию переменной части графика нагрузки в летний период, когда тепловая нагрузка мала.

Проектирование турбины Т-180/210-12,8-1 велось на основе хорошо проверенной в эксплуатации турбины К-210-12,8, чем объясняется большая унификация деталей, узлов и даже цилиндров этих турбин.

От котла по двум паропроводам пар подводится к двум стопорным клапанам. Пройдя стопорные клапаны, он направляется к четырем регулирующим клапанам. Турбина имеет сопловое парораспределение: каждый регулирующий клапан подают пар к одной из сопловых коробок, сваренных в кор-

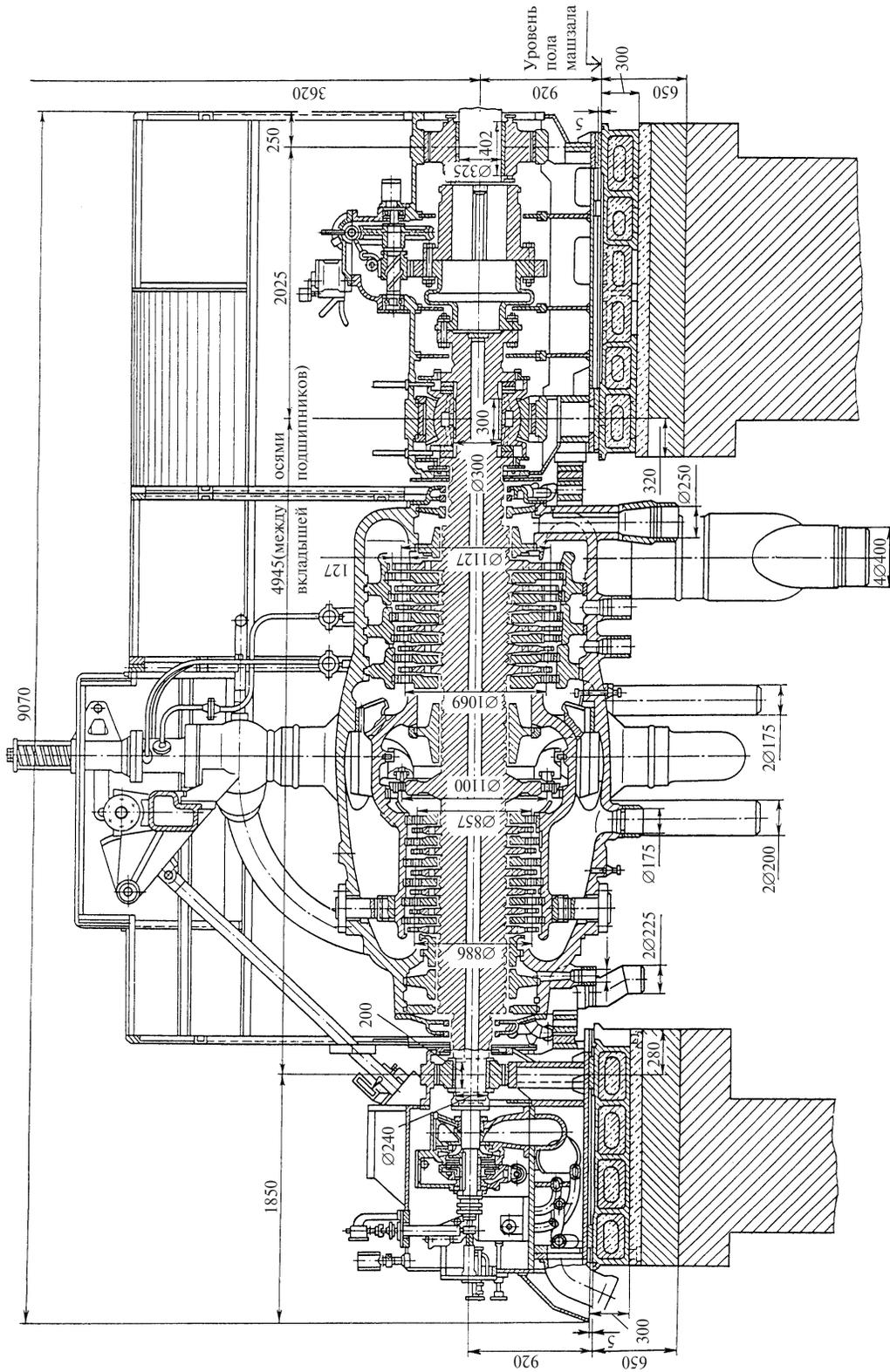


Рис. 11.61. Турбина Р-102/107-12.8/1.45 ТМЗ

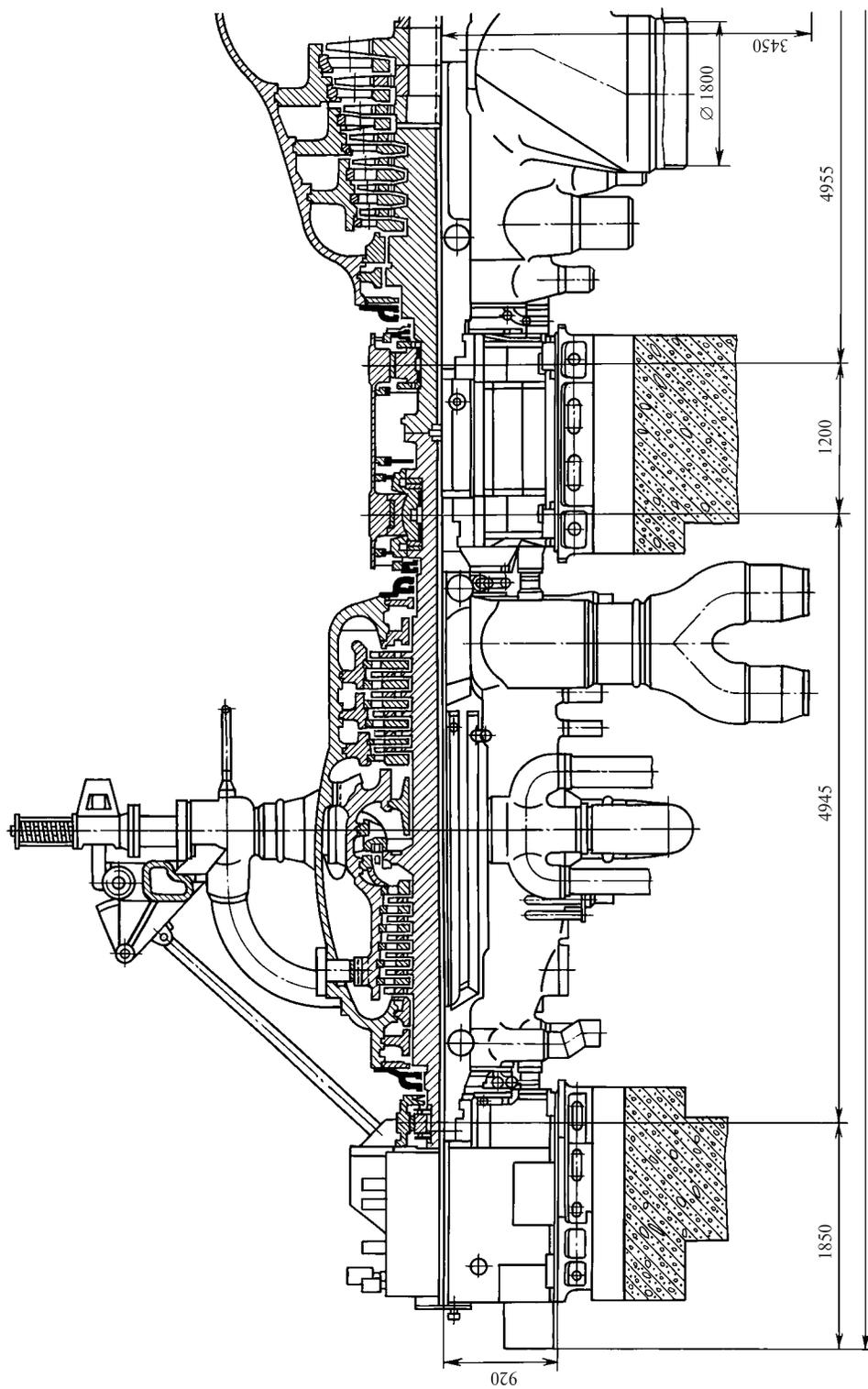


Рис. 11.62. Турбина Т-185/220-12,8 ТМЗ

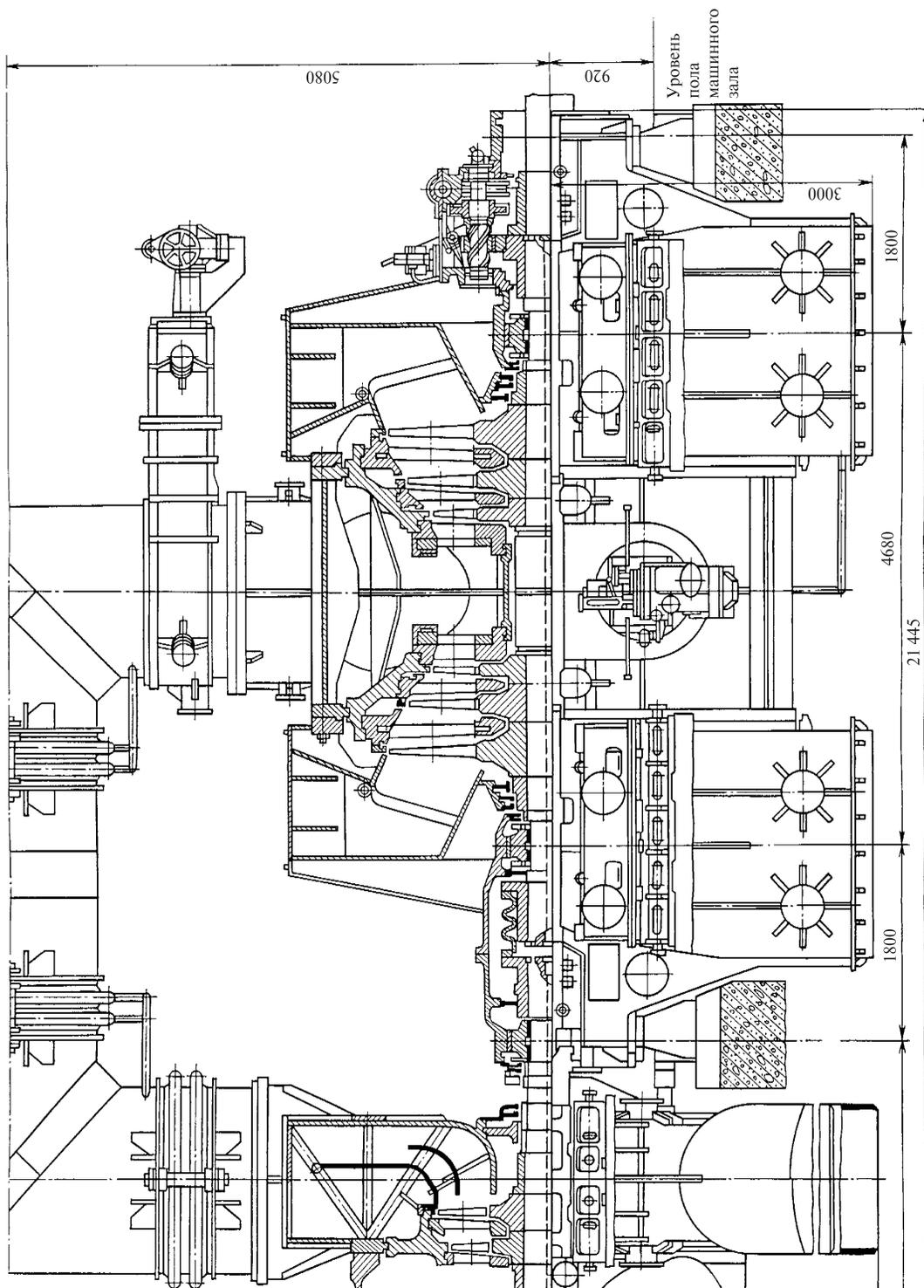


Рис. 11.62 (окончание)

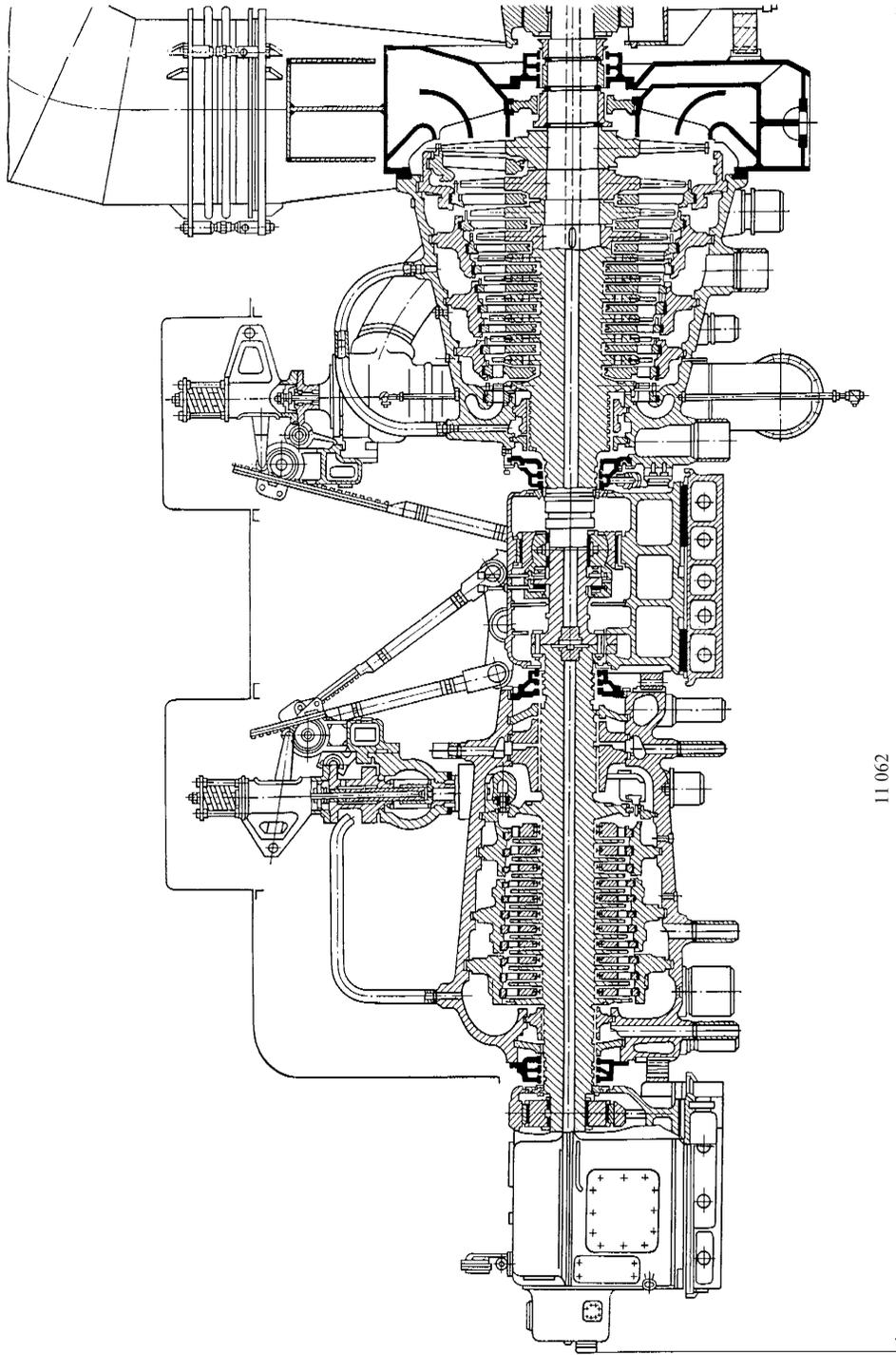


Рис. 11.63. Турбина Т-180/210-12,8 ЛМЗ (нижние половины диафрагм в ЦНД условно не показаны)

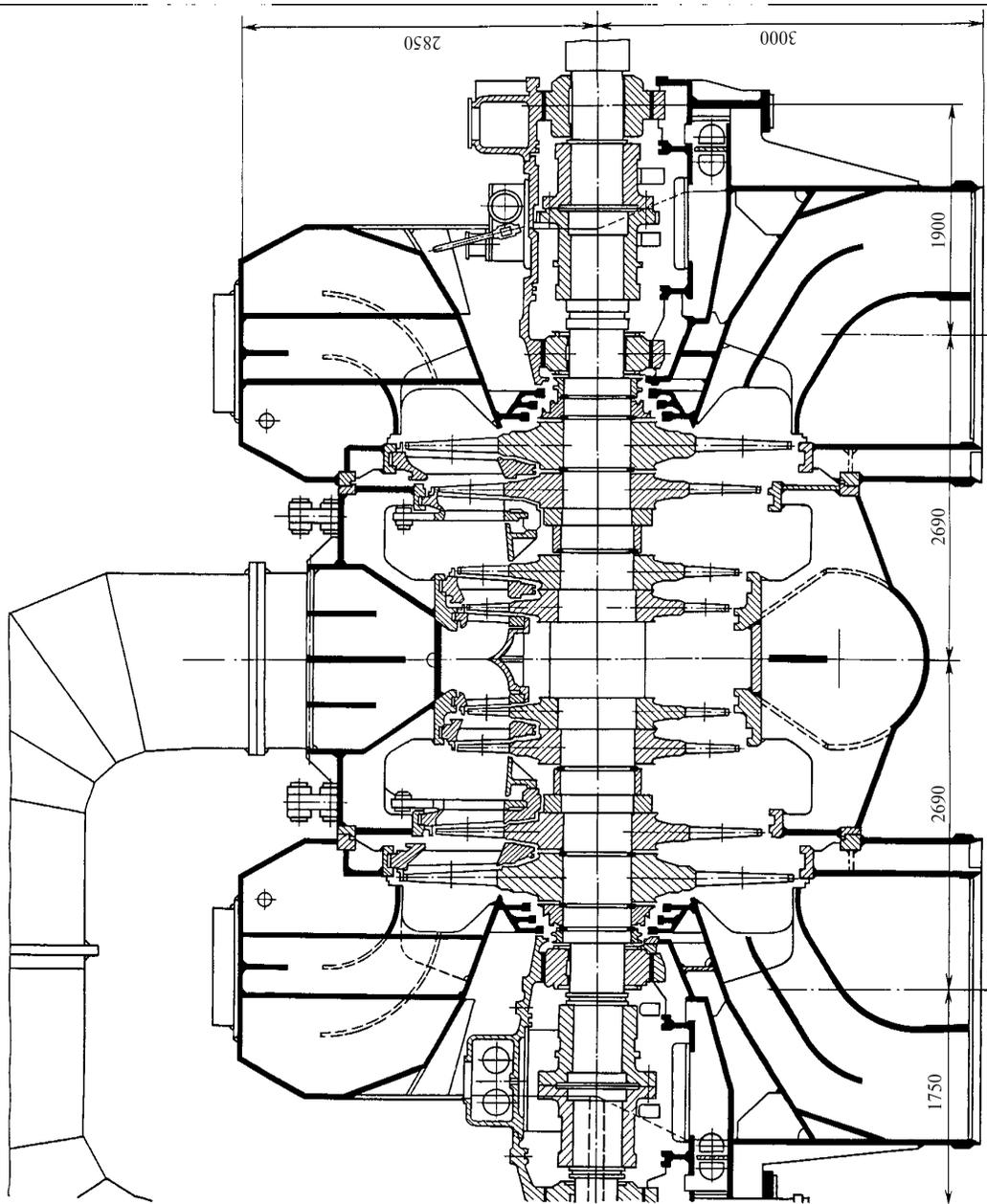


Рис. 11.63 (окончание)

пус. После ЦВД он по двум паропроводам направляется в промежуточный перегреватель котла, откуда поступает к двум блокам стопорных клапанов ЦСД. После стопорных клапанов по четырем перепускным трубам он поступает к четырем регулирующим клапанам ЦСД, после которых входит в паровую коробку ЦСД и затем проходит 11 ступеней. Из выходного патрубка ЦСД пар по ресиверным трубам направляется в двухпоточный ЦНД и в верхний сетевой подогреватель (ПСГ-2).

Последняя ступень ЦСД имеет усиленные рабочие лопатки из-за тяжелых условий работы, так как после нее осуществляется верхний теплофикационный отбор, давление в котором может изменяться в пределах 60—200 кПа. Это обуславливает изменение в широких пределах изгибных напряжений в лопатках последней ступени ЦСД.

ЦНД двухпоточный, каждый из потоков имеет четыре ступени. Между вторыми и третьими ступенями выполнены камеры, из которых осуществляется нижний теплофикационный отбор на первую ступень подогрева сетевой воды (в ПСГ-1). Регулирование расхода пара, идущего в отборы, осуществляется поворотными диафрагмами. Размещение промежуточных отсеков в двухпоточном цилиндре (вместо размещения в однопоточном ЦСД) весьма целесообразно, так как при этом, несмотря на изменение давлений в отсеке в широком диапазоне при изменении отборов на сетевые подогреватели, осевое усилие на упорный подшипник практически не изменяется. Однако это удваивает число ступеней промежуточных отсеков, удлиняет ротор и удорожает его.

Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с роторами. Остальные роторы соединены жесткими насадными муфтами. Между ЦВД и ЦСД установлен комбинированный опорно-упорный подшипник. Ротор ЦВД цельнокованный, изготовлен из стали Р2М. В центре его для контроля качества поковки и осмотра во время капитальных ремонтов выполнена расточка. Ротор ЦСД комбинированный: передняя часть его цельнокованая из стали Р2М, последние четыре диска насадные, изготовлены из стали 34ХНЗМ. В зоне паровпуска выполнен разгрузочный диск (думмис). Лопатки первых семи ступеней крепятся к дискам Т-образными хвостовиками, лопатки остальных четырех ступеней — вильчатыми хвостовиками. Ротор ЦНД сборный: на вал, выполненный из стали Р2М, насажены в горячем состоянии диски из стали 34ХНЗМ. Диски не имеют осевых шпонок. Крутящий момент в случае временного ослабления посадки передается на вал через торцевые шпонки, расположенные между дисками, центральной частью вала увеличенного диаметра, шпоночным кольцом и насадными втулками

концевых уплотнений. Лопатки последних ступеней имеют стеллитовые напайки на входной кромке периферийной части для защиты от эрозии. Лопатки закреплены на дисках вильчатыми хвостовиками.

Нижняя половина и крышка корпуса ЦВД отлиты из стали 15Х1МФЛ. Корпус одностенный, с вваренными сопловыми коробками. Диафрагмы установлены в обоймах. Сегменты всех концевых уплотнений также установлены в обоймах. Диафрагмы имеют сварную конструкцию.

Корпус ЦСД имеет фланцевый горизонтальный и один вертикальный (технологический) разъемы. Передняя часть ЦСД отлита из стали 15Х1М1ФЛ, задняя часть (выходной патрубок) сварена из листовой углеродистой стали.

Регулирующие клапаны ЦСД установлены на корпусе. Сопловые сегменты первой ступени ЦСД расположены непосредственно в расточке корпуса. Диафрагмы размещены в обоймах, между которыми в нижней половине корпуса выполнены патрубки для отборов пара.

Корпус ЦНД сварной; он состоит из трех частей: средней и двух симметричных выходных.

Корпус ЦВД опирается на приливы корпусов подшипников и фиксируется по отношению к ним в осевом направлении поперечными шпонками. Корпус ЦСД подобным же образом опирается на средний подшипник и приваренные горизонтальные площадки на корпусе ЦНД. Корпуса ЦВД и ЦСД сопрягаются со смежными корпусами подшипников посредством вертикальных шпонок.

Турбина опирается на фундамент корпусами переднего и среднего подшипников и опорным поясом корпуса ЦНД.

Фикспункт турбины расположен на опорной раме ЦНД. От фикспункта корпуса цилиндров и подшипников могут свободно расширяться в продольном направлении, скользя по продольным шпонкам, установленным на фундаментных рамах.

Турбина Т-180/215-12,8-2 спроектирована на более низкую температуру охлаждающей воды (20 вместо 27 °С у турбины Т-180/210-12,8-1). Это позволило повысить ее мощность на конденсационном режиме с 210 до 215 МВт, но потребовало увеличить размеры последней ступени: длина ее лопатки составляет 755 мм при среднем диаметре 2,205 м. В остальном конструкция турбины такая же, как и турбины Т-180/210-12,8-1.

**Турбина Т-250/300-23,5-3 ТМЗ.** Турбина (рис. 11.64) имеет номинальную мощность 250 МВт при начальных параметрах пара 23,5 МПа и 540 °С. Номинальная тепловая нагрузка ее составляет 384 МВт, расчетное давление в конденсаторе — 5,8 кПа, частота вращения — 50 с<sup>-1</sup>. Турбина имеет ступенчатый теплофикационный

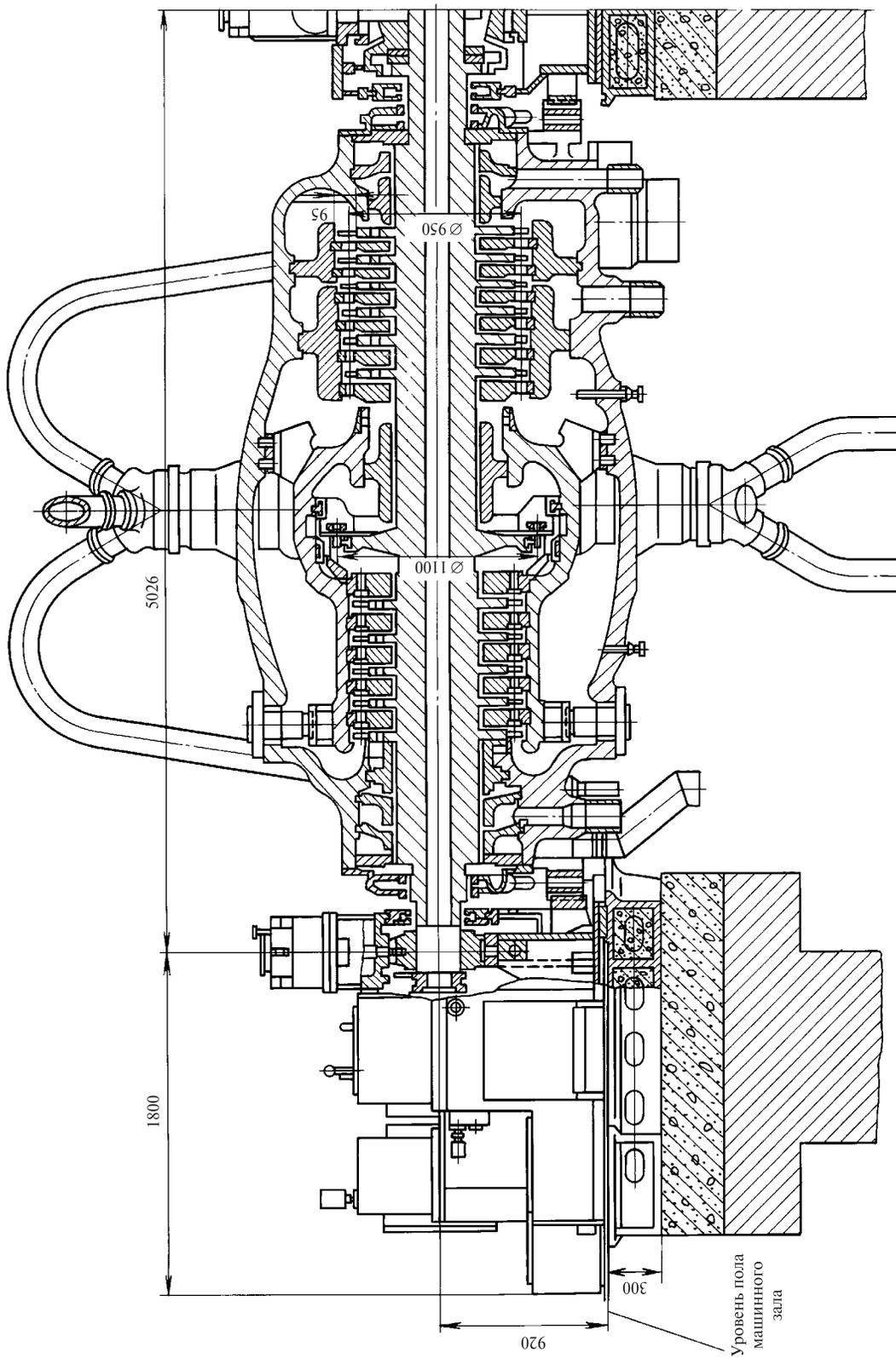


Рис. 11.64. Турбина Т-250/300-23,5 ТМЗ

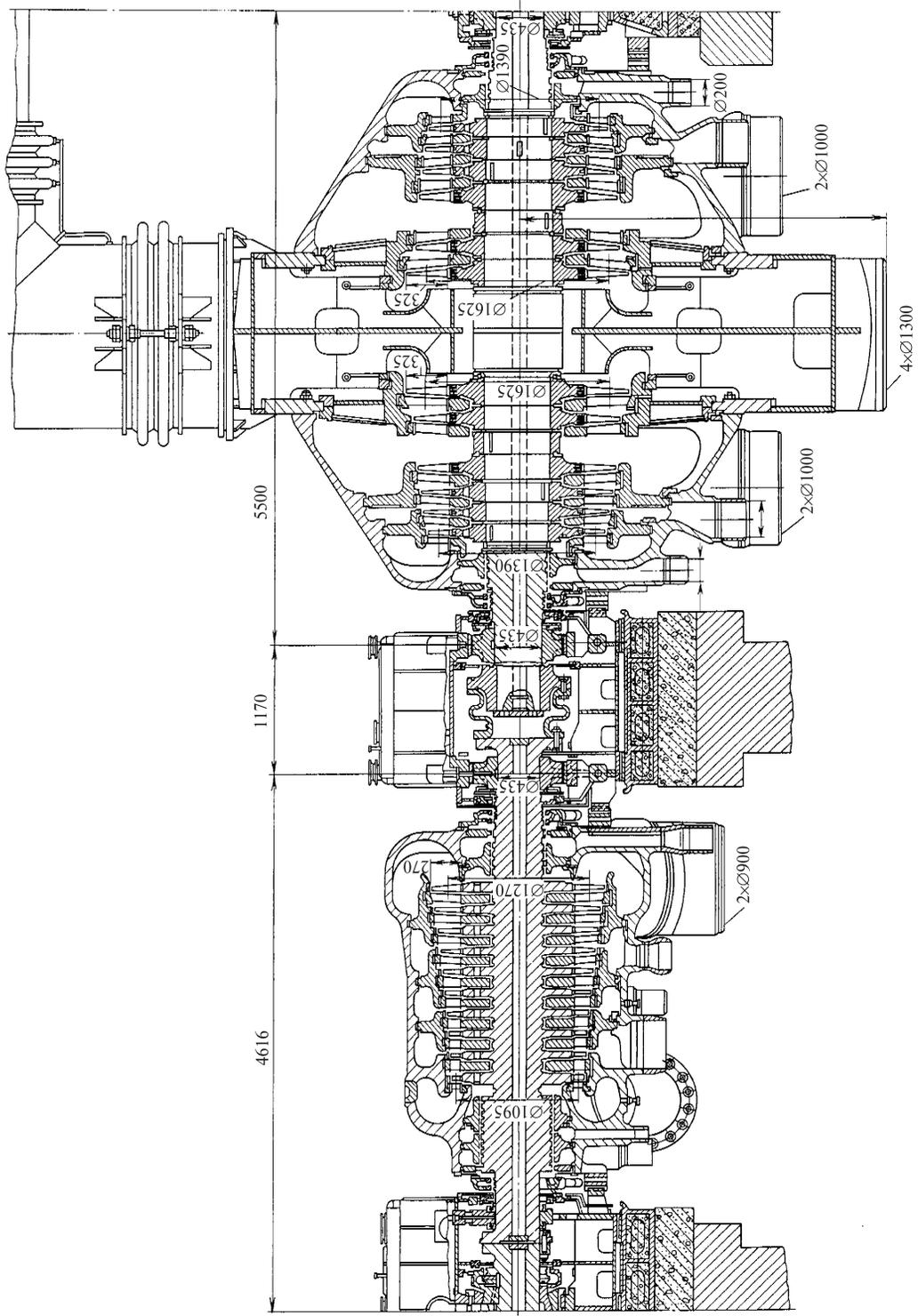


Рис. 11.64 (продолжение)

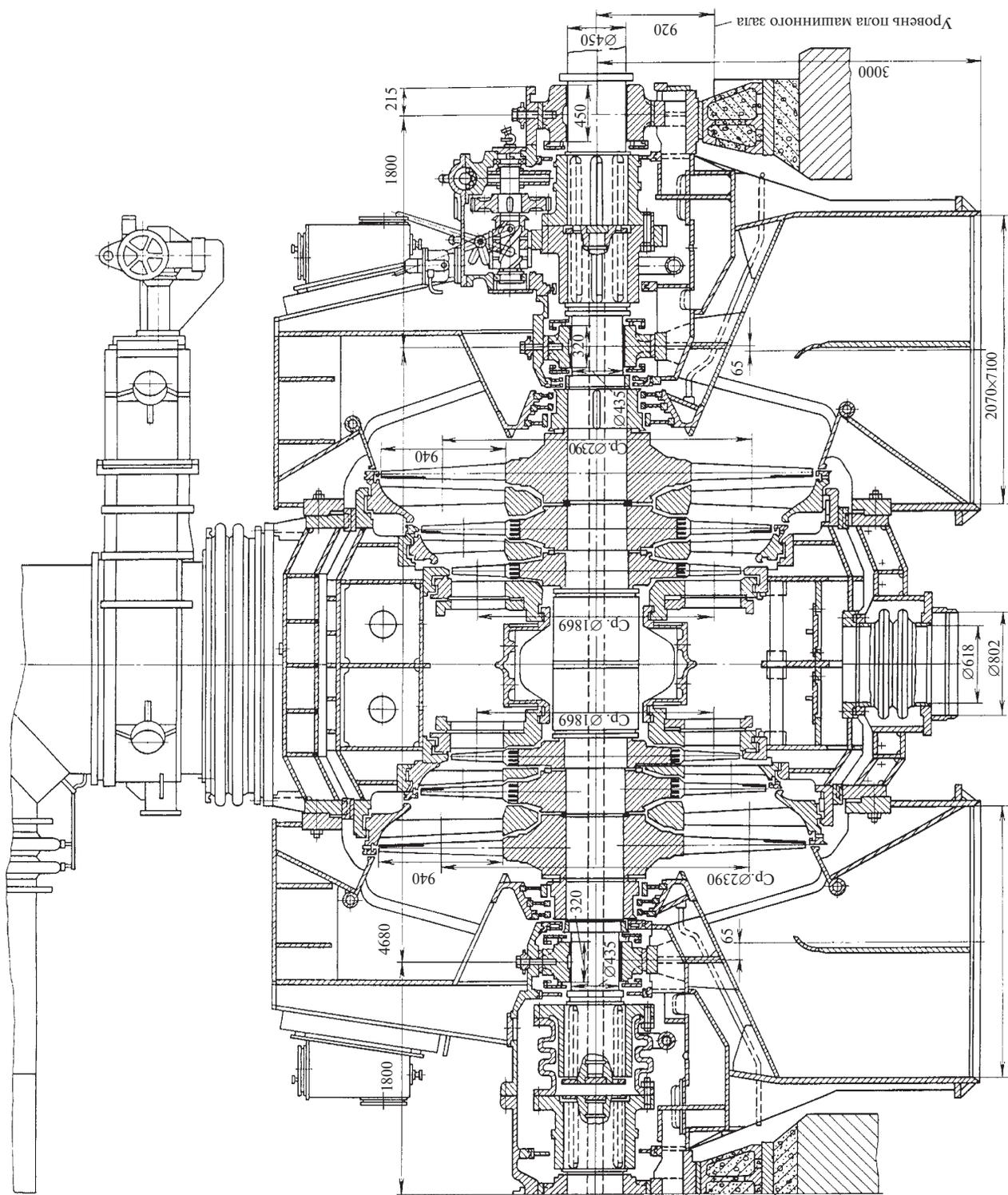


Рис. 11.64 (окончание)

отбор: в верхнем отборе давление изменяется в пределах 60—200 кПа, а в нижнем — в пределах 50—150 кПа.

Турбина Т-250/300-23,5 выполнена на сверхкритические параметры пара. Высокое давление потребовало введения промежуточного перегрева пара до 540 °С для снижения влажности в последних ступенях турбины; при этом получается выигрыш и в экономичности. Промежуточный перегрев пара потребовал блочной компоновки. Максимальную мощность 300 МВт турбина развивает при конденсационном режиме.

Свежий пар по двум паропроводам диаметром 200 мм подводится к двум блокам клапанов, расположенным рядом с турбиной. Каждый блок состоит из стопорного и трех регулирующих клапанов, от которых десятью гибкими трубами пар подается в четыре сопловых сегмента, сваренных во внутренний корпус ЦВД (см. рис. 11.13). Парораспределение турбины сопловое.

Во внутреннем корпусе ЦВД расположены одновенечная регулирующая и пять нерегулируемых ступеней, после которых пар поворачивается на 180° и расширяется в шести ступенях, расположенных в наружном корпусе ЦВД.

Пар покидает ЦВД и по двум трубам диаметром 450 мм направляется в промежуточный пароперегреватель, из которого с параметрами 3,68 МПа и 540 °С поступает к двум блокам стопорных и регулирующих клапанов, подающих пар в ЦСД-1 по двум патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса.

ЦСД-1 имеет десять нерегулируемых ступеней. Из него пар по двум выходным патрубкам нижней половины корпуса поступает в две ресиверные трубы, из которых по четырем паровпускным патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса по краям последнего, входит в ЦСД-2; таким образом, в цилиндр входит два потока пара, движущихся к середине цилиндра.

После расширения в четырех ступенях ЦСД-2 пар поступает в камеру, из которой осуществляется верхний теплофикационный отбор двумя трубами в каждом потоке из нижней половины корпуса.

После двух последних ступеней потоки пара сливаются в один. Значительная часть пара по четырем паропроводам направляется в сетевой подогреватель (нижний теплофикационный отбор), а остальной пар по двум перепускным трубам, расположенным в верхней половине корпуса, с давлением 50—150 кПа поступает в ЦНД.

ЦНД двухпоточный, с тремя ступенями в каждом потоке. На входе в каждый поток установлена одноярусная поворотная регулирующая диафрагма. Обе диафрагмы приводятся одним сервомотором.

Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 940 мм при среднем диаметре 2390 мм, что создает суммарную торцевую площадь выхода 14,1 м<sup>2</sup>.

Валопровод турбоагрегата состоит из пяти роторов. Роторы ЦВД и ЦСД-1 соединены жесткой муфтой, полумуфты которой откованы заодно с валом. Между этими роторами со стороны ЦВД помещен один комбинированный опорно-упорный подшипник (см. рис. 11.38). Роторы ЦСД-1 и ЦСД-2, а также ЦСД-2 и ЦНД соединены полугибкими муфтами. Для присоединения ротора турбины к генератору использована жесткая муфта.

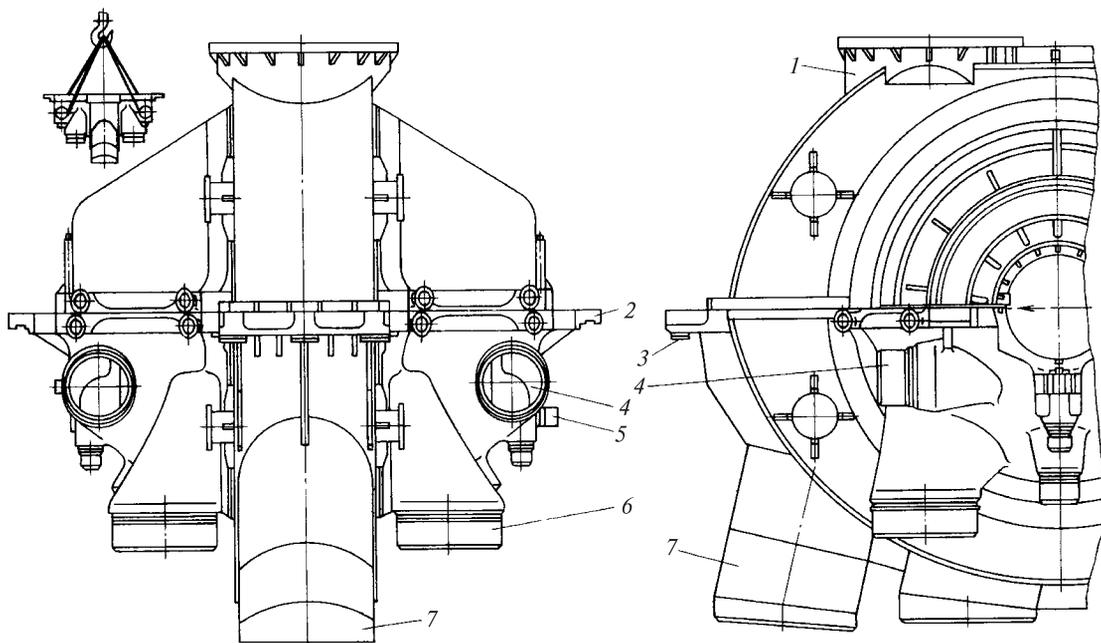
Корпуса подшипников, в которых расположены вкладыши ЦВД, ЦСД-1 и левая опора ЦСД-2, опираются на фундаментные рамы. Остальные два подшипника встроены в выходные патрубки ЦНД, и в них помещены вкладыши ротора ЦНД и смежных роторов ЦСД-2 и генератора.

Ротор ЦСД-1 цельнокованый. Для уравнивания осевого усилия выполнен разгрузочный поршень, расположенный в области переднего концевого уплотнения. Корпус ЦСД-1 литой, состоит из двух половин, соединяемых горизонтальным разъемом. Корпус имеет четыре обоймы, первая из которых отлита заодно с корпусом и образует кольцевую паровпускную коробку, а остальные установлены в нем. В межобойменных пространствах размещены патрубки нерегулируемых отборов пара, идущего на подогреватели.

ЦСД-2 является уникальной конструкцией (рис. 11.65). Ротор его выполнен сборным: рабочие диски первых трех ступеней, имеющие относительно небольшие размеры, посажены на вал с натягом на осевых шпонках, а диски остальных ступеней передают крутящий момент при временном ослаблении посадки на валу с помощью торцевых шпонок.

Корпус ЦСД-2 состоит из трех частей, каждая из которых имеет горизонтальный разъем. Паровпускные (концевые) части выполнены литыми, средняя — сварной; между собой они соединены фланцами. Сбоку в нижних половинах каждой из паровпускных частей расположены по два паровпускных патрубка диаметром 600 мм, а внизу — по два патрубка диаметром 1000 мм верхнего теплофикационного отбора. В нижней половине средней части расположены четыре патрубка диаметром 1,3 м нижнего теплофикационного отбора, а в верхней части — два патрубка диаметром 1,8 м для перепуска пара в ЦНД. Каждый поток ЦСД-2 имеет три обоймы, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

Ротор ЦНД сборный (см. рис. 11.1). По три откованных диска каждого потока насажены на вал с натягом. Рабочие лопатки первых двух ступеней



**Рис. 11.65. ЦСД-2 турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ:**

1 — выходной патрубок; 2 — лапа; 3 — опорная площадка цилиндра; 4 — паровпускные патрубки; 5 — вертикальная шпонка; 6, 7 — патрубки верхнего и нижнего теплофикационных отборов

имеют вильчатые хвостовики, а последней ступени — мощный зубчиковый хвостовик.

Корпус ЦНД сварной, двухстенный. Нижняя половина внутреннего корпуса свободно подвешена в нижней половине внешнего корпуса на уровне горизонтального разреза и прицентрирована по отношению к ней с помощью двух вертикальных шпонок, расположенных на оси паровпуска. Верхняя половина внутреннего корпуса устанавливается на контрольных штифтах на нижней и приболчивается к ней. Два паровпускных патрубка в верхней половине и два патрубка отбора пара, идущего в первый по ходу конденсата ПНД, соединены с внешним корпусом посредством волнистых компенсаторов, которые допускают свободное тепловое расширение внутреннего корпуса по отношению к внешнему.

Характерной особенностью конструкции ЦНД является высокое расположение опорного пояса. Это связано с большими колебаниями температуры выходных патрубков и большей возможностью расцентровок, связанных с режимами работы теплофикационных турбин.

Корпуса ЦВД, ЦСД-1 и ЦСД-2 имеют лапы, с помощью которых они опираются на корпуса подшипников в плоскости горизонтального разреза. Между лапами и опорами установлены поперечные шпонки, допускающие свободное относительно опор тепловое расширение корпусов, но не допус-

кающие взаимного осевого смещения (см. рис. 11.42—11.44). Совмещение вертикальных плоскостей всех корпусов подшипников и цилиндров выполнено посредством вертикальных шпонок.

ЦСД-2 имеет дополнительные боковые опоры непосредственно на фундаменте.

Система тепловых расширений турбины показана на рис. 11.54.

**Турбина ПТ-140/165-12,8/1,5 ТМЗ.** В настоящее время выпускаются две модификации турбин ПТ-140/165-12,8/1,5 (ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и ПТ-140/165-12,8/1,5-3), спроектированные на одинаковый расход охлаждающей воды  $13\,500\text{ м}^3/\text{ч}$ , но на разную расчетную температуру, равную соответственно 20 и 27 °С. Поэтому длины лопаток последней ступени у этих турбин различны (соответственно 830 и 650 мм). Разным является и число ступеней в ЧНД (за нижним теплофикационным отбором): три у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2 и две у турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-3.

На рис. 11.66 показан продольный разрез турбины ПТ-140/165-12,8/1,5-2.

Из паропровода пар поступает к двум стопорным клапанам, от которых направляется к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе ЦВД, который полностью унифицирован с корпусом ЦВД турбины Р-102/107-12,8/1,45 ТМЗ. Производственный отбор пара осуществляется из

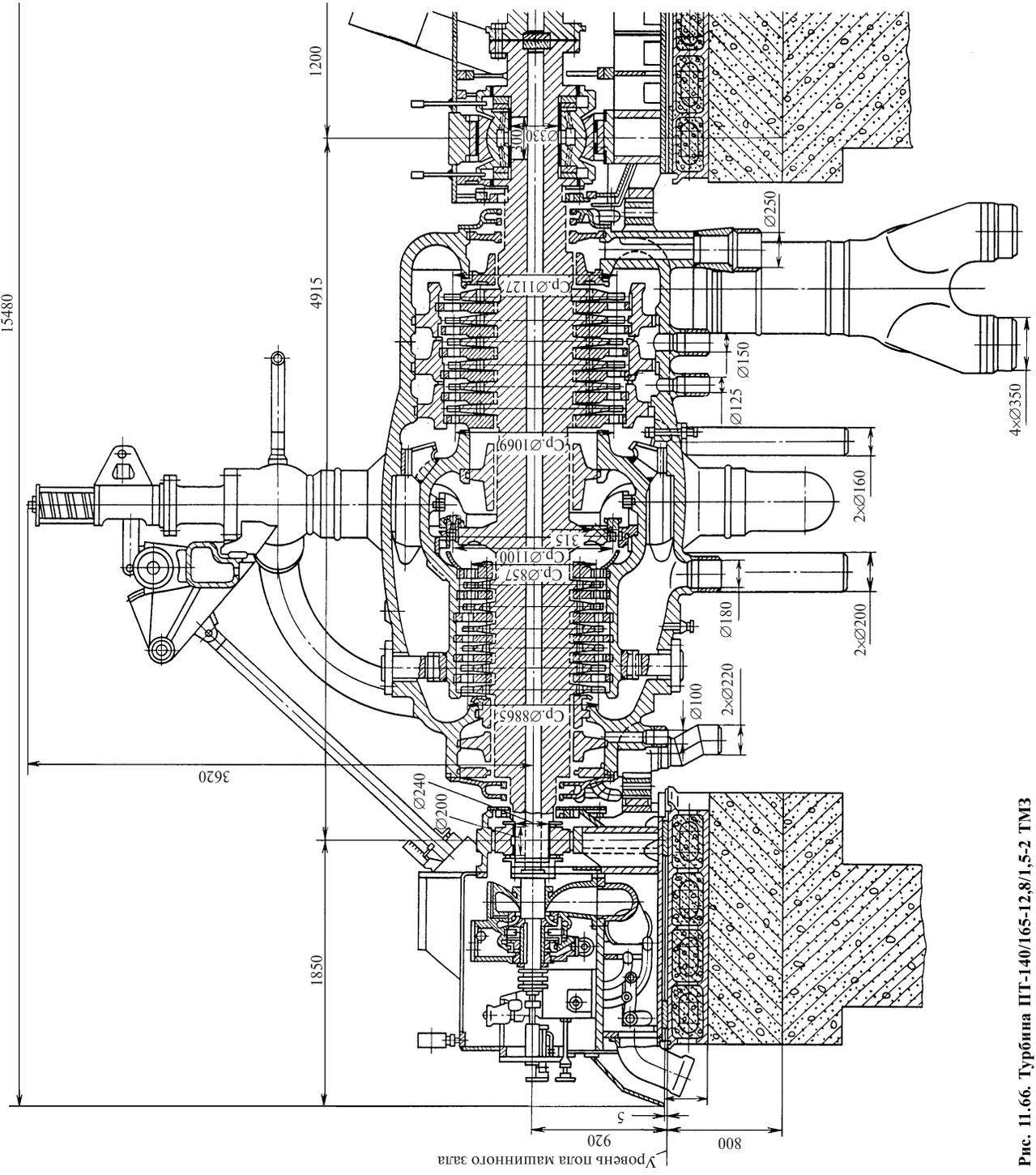


Рис. 11.66. Турбина ПТ-140/165-12,8/1,5-2 ТМЗ

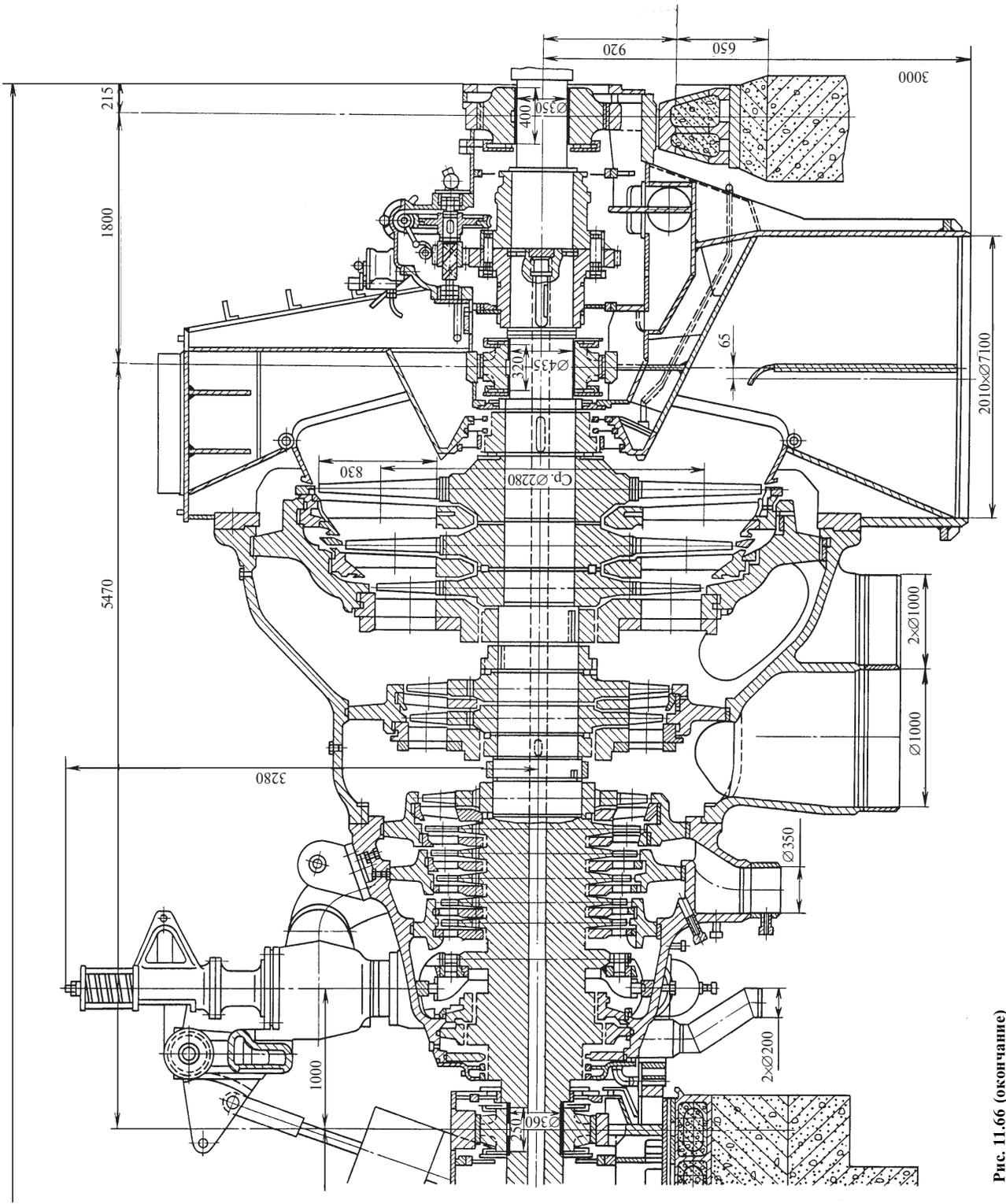


Рис. 11.66 (окончание)

выходного патрубка ЦВД. Из перепускных труб пар направляется к четырем регулирующим клапанам ЧСД. После одновенечной регулирующей и шести нерегулируемых ступеней ЧСД пар поступает в камеру, из которой производится первый отопительный отбор; расход в него регулируется поворотной диафрагмой с дроссельным парораспределением. Далее пар расширяется в двух ступенях, за которыми осуществляется второй отопительный отбор: расход в него определяется открытием второй регулирующей диафрагмы, установленной перед ЦНД.

Следует подчеркнуть, что термины «первый» и «второй» отопительные отборы в данном случае являются несколько условными: при раздельном регулировании расхода пара в названные отопительные отборы первый отбор по существу может рассматриваться как производственный. Отключение регулирования давления в любом из отопительных отборов позволяет осуществлять двухступенчатый подогрев сетевой воды.

Каждый из роторов валопровода лежит на двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД опорно-упорный, с симметричными упорными сегментами. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами.

Ротор ЦНД комбинированный: диски первых шести ступеней откованы заодно с валом, остальные диски насадные. Для уменьшения осевого усилия на валу в области переднего концевого уплотнения ЦНД выполнен ступенчатый разгрузочный диск больших размеров.

Корпус ЦНД кроме горизонтального имеет два технологических разъема. Передняя и средняя части литые, задняя сварная. Все диафрагмы установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

С учетом работы в области значительной влажности из-за отсутствия промежуточного перегрева пара лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (830 мм для температуры охлаждающей воды 20 °С), что обеспечивает ее сопротивление эрозионному износу.

#### 11.4. КОНСТРУКЦИИ МОЩНЫХ ТУРБИН ДЛЯ АЭС

**Турбина К-220-4,3 ХТЗ.** Турбина предназначена для работы на двухконтурных АЭС с реактором мощностью 440 МВт, который питает две паровые турбины мощностью 220 МВт каждая. Мощность турбины на номинальном режиме 220 МВт при начальных параметрах пара 4,31 МПа и 255 °С и давлении в конденсаторе 5,1 кПа. Частота вращения ее составляет  $50 \text{ с}^{-1}$ .

Насыщенный пар из парогенератора по четырем паропроводам поступает к четырем смонтированным в паропроводы стопорным клапанам, а затем к четырем регулирующим клапанам, расположенным непосредственно на ЦВД турбины (рис. 11.67). Парораспределение турбины сопловое. Опыт эксплуатации турбины с использованием соплового парораспределения показал недостаточную надежность рабочих лопаток регулирующей ступени. Поэтому в дальнейшем был осуществлен перевод ее на дроссельное парораспределение. Модернизированные турбины К-220-4,3-2 имеют дроссельное парораспределение.

Турбина состоит из ЦВД и двух ЦНД. Поступая в сопловые коробки ЦВД, пар проходит регулирующую одновенечную ступень и пять ступеней давления. В конце процесса расширения в ЦВД давление пара составляет 0,3 МПа, а влажность его достигает 13 %. Поэтому отработавший в ЦВД пар направляют в промежуточный сепаратор-пароперегреватель (СПП), который представляет собой комплекс из двух одинаковых аппаратов, расположенных рядом с турбиной. Аппараты соединены параллельно как по перегреваемому, так и по греющему пару. Каждый из них представляет собой цилиндрический сосуд, состоящий из трех основных узлов: в верхней части расположен сепаратор, а затем последовательно — пароперегреватели первой и второй ступеней. В первой ступени перегрева используется пар из первого отбора ЦВД при давлении 1,85 МПа, а во второй — свежий пар.

Из промежуточного перегрева пар с параметрами 0,27 МПа и 240 °С через две стопорные заслонки по двум ресиверным трубам, проходящим над турбиной, подводится к двум ЦНД.

ЦНД двухпоточные, симметричные. Каждый поток состоит из пяти ступеней. Последняя ступень имеет рабочую лопатку длиной 852 мм и кольцевую площадь выхода  $6,26 \text{ м}^2$ . При более глубоком расчетном вакууме устанавливается последняя ступень с длиной лопатки 1030 мм и кольцевой площадью выхода  $8,2 \text{ м}^2$ . Процесс расширения заканчивается при сухости пара около 0,93.

Валопровод турбогенератора состоит из ротора ЦВД, двух роторов ЦНД и ротора генератора. Каждый из роторов валопровода уложен на двух опорных подшипниках. Передний подшипник комбинированный (опорно-упорный). Корпус его выносной, опирающийся на фундаментную раму, остальные подшипники встроены в выходные патрубки ЦНД. Все роторы соединены жесткими муфтами; полумуфта ротора ЦВД откована заодно с валом. Валоповоротное устройство расположено на крышке подшипника между ЦНД.

Ротор ЦВД цельнокованый из стали ЭИ-415. Лопатки первой ступени имеют постоянный профиль и цельнофрезерованный бандаж. Лопатки остальных ступеней закрученные, переменного профиля, с ленточным бандажом на периферии. Роторы ЦНД сварные. Входные кромки рабочих лопаток двух последних ступеней всех потоков для увеличения сопротивления эрозии упрочнены электроискровой обработкой.

Низкие начальные параметры пара обусловили простую одностенную конструкцию корпуса ЦВД. Он состоит из двух половин, отлитых из стали 25Л. Сопловые сегменты регулирующей ступени установлены непосредственно в расточке корпуса. Диафрагмы первых двух и последней нерегулируемых ступеней ЦВД расположены в расточках корпуса, а двух предпоследних ступеней — в обойме. Такая конструкция обусловлена необходимостью размещения патрубков отбора. Проточная часть ЦВД после каждой ступени имеет ловушки для отвода влаги.

Каждый ЦНД выполнен с двухстенным корпусом. Кроме периферийного влагоудаления в ЦНД предусмотрена внутриканальная сепарация в полых сопловых лопатках последней ступени.

Корпус ЦВД лапами опирается на корпус подшипников, а ЦНД устанавливаются непосредственно на фундаментные рамы своими опорными поясами. Турбина имеет два фиксункта, расположенных в области паровпуска ЦНД.

**Турбина К-1000-5,9/50 ЛМЗ.** Турбина предназначена для работы на двухконтурных АЭС в моноблоке с водо-водяным реактором ВВЭР-1000. Параметры свежего пара следующие: давление 5,89 МПа, влажность 0,5 %. Давление в конденсаторе при температуре охлаждающей воды 20 °С составляет 4,3—5,5 кПа, частота вращения — 50 с<sup>-1</sup>. Турбина выполнена с дроссельным парораспределением.

Турбина состоит из ЦВД и четырех ЦНД, расположенных попарно слева и справа от ЦВД.

Пар из парогенераторов по четырем паропроводам диаметром 600 мм подводится к четырем блокам стопорно-регулирующих клапанов. Блоки клапанов установлены рядом с турбиной. Четыре паропровода, идущие от них, попарно объединяются для подачи пара в ЦВД через два штуцера диаметром 700 мм, расположенные в нижней половине корпуса ЦВД. Это не требует отсоединения перепускных труб от турбины перед вскрытием ЦВД.

В двухпоточном ЦВД (рис. 11.68) пар расширяется до давления 0,58 МПа и влажности 14,4 %. Для обеспечения малых скоростей и тем самым для уменьшения эрозионного износа отвод пара из ЦВД в СПП осуществляется по четырем патрубкам диаметром 1000 мм. В турбоустановке использовано четыре СПП, установленных по два с каждой сто-

роны турбины. В СПП сначала сепарируется влага, а затем происходит одноступенчатый перегрев свежим паром до температуры 250 °С при давлении 0,51 МПа. Непосредственно на крышках СПП установлены стопорные поворотные заслонки и регулирующие клапаны, имеющие индивидуальный сервомоторный привод. Клапаны обеспечивают защиту турбины от разгона при аварийных режимах с отключением генератора от сети.

К каждому из ЦНД пар подводится по двум трубам диаметром 1,2 м, которые раздваиваются на два коротких патрубка диаметром 850 мм, по которым пар поступает в верхние и нижние половины ЦНД.

Валопровод турбины состоит из ротора ЦВД, четырех роторов ЦНД и ротора электрического генератора. Каждый из роторов уложен на два опорных подшипника; вкладыши всех подшипников сегментные. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами. Упорный подшипник, совмещенный с опорной частью в одном вкладыше, расположен между ЦВД и ЦНД-2.

Цилиндр высокого давления выполнен двухпоточным. Каждый из потоков состоит из пяти ступеней. Корневой диаметр всех ступеней одинаков и равен 1275 мм; высота рабочей лопатки первой ступени составляет 100 мм, последней — 370 мм.

Ротор ЦВД изготовлен цельнокованым из стали Р2МА. Его полумуфты выполнены заодно с валом. Корпус ЦВД двухстенный. Внутренний корпус охватывает две первые ступени обоих потоков. Он устанавливается во внешнем корпусе обычным образом с помощью системы шпонок, обеспечивающих свободное, но вполне определенное тепловое расширение относительно внешнего корпуса. Подвод пара во внутренний корпус через стенку внешнего выполнен с помощью соединения телескопического типа (см. рис. 11.17), достаточно плотного, но не препятствующего взаимному тепловому перемещению внутреннего и внешнего корпусов. Диафрагмы третьей — пятой ступеней установлены по одной в обоймах, а последние — во внешнем корпусе ЦВД. Это позволяет после каждой ступени, начиная со второй, организовать отборы пара, вместе с которыми удается отвести и значительную часть образующейся влаги. Оба корпуса ЦВД изготовлены из нержавеющей стали.

Приняты и другие меры по снижению износа ЦВД, вызванного протекающим плотным влажным паром. Вильчатые хвостовики рабочих лопаток закрывают обод диска, который выполнен из слаболегированной стали, хуже сопротивляющейся эрозионному износу, чем нержавеющие стали. Кроме того, бандажи выполнены заодно с рабочей частью лопаток с наклоненной по ходу пара внутренней поверхностью, способствующей за счет центробежных сил отводу влаги в улавливающие камеры; сами

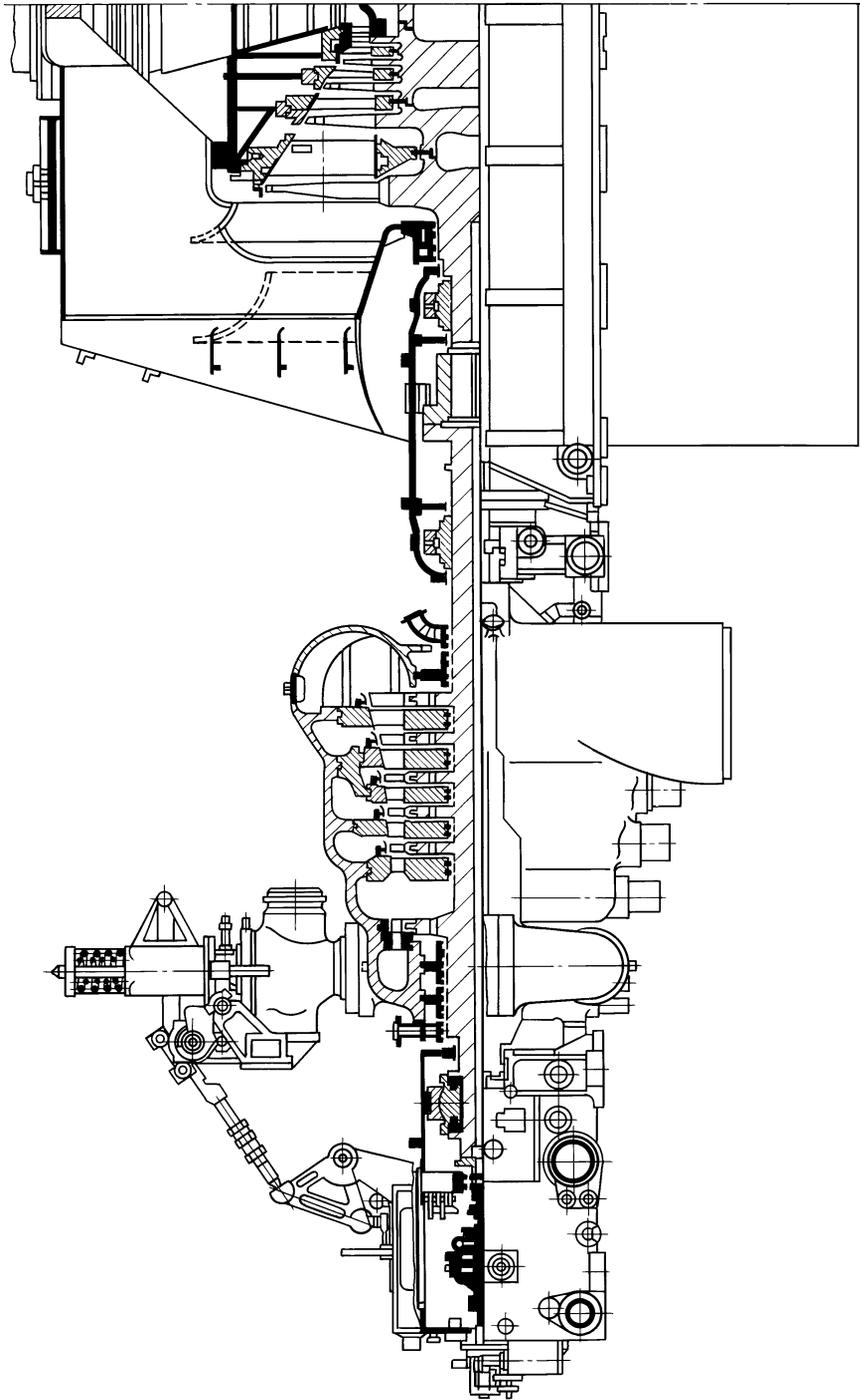


Рис. 11.67. Турбина К-220-4,3 ХТЗ

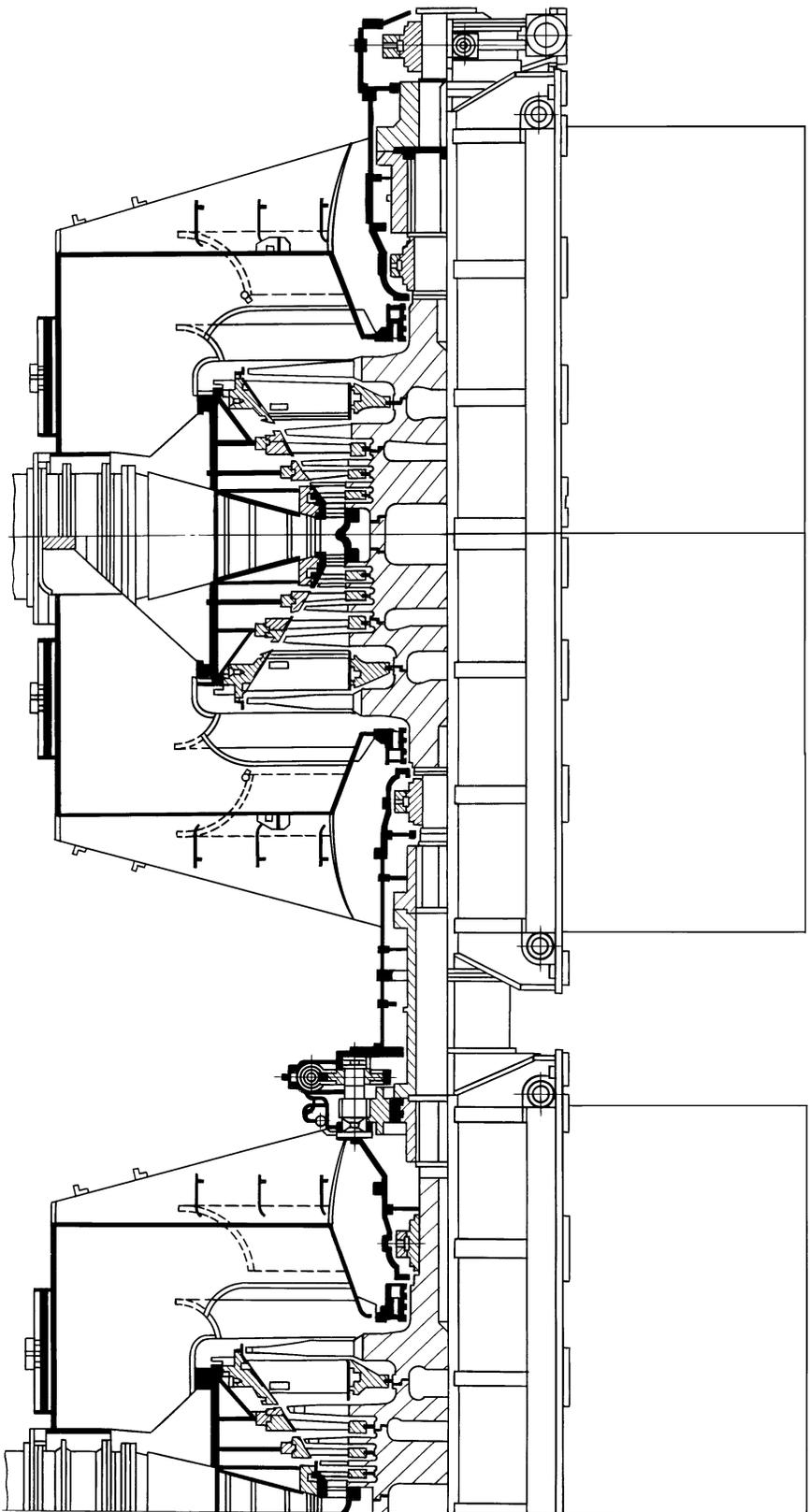


Рис. 11.67 (окончание)

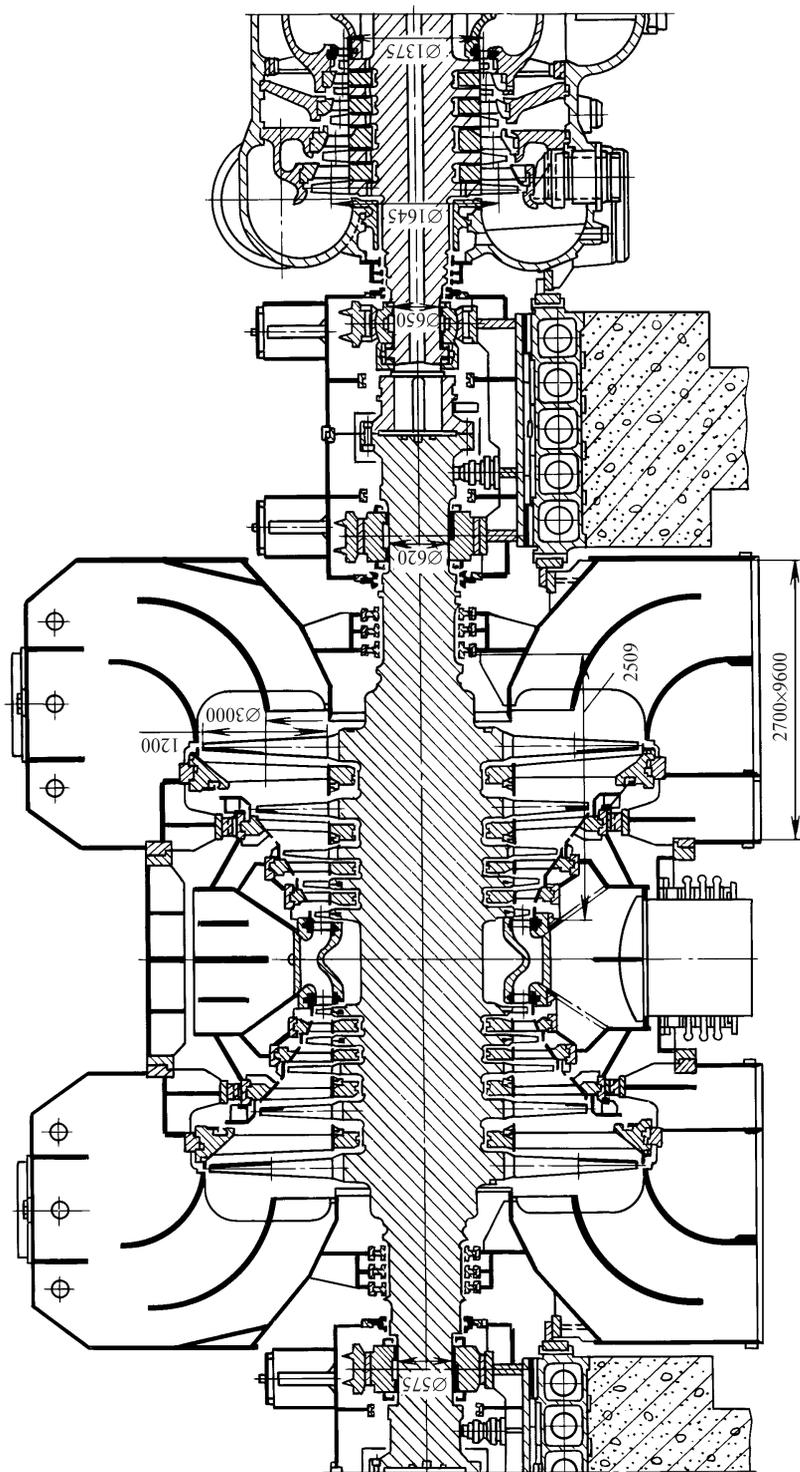


Рис. 11.68. Турбина К-1000-5,9/50 ЛМЗ (показаны 2 ЦНД из четырех)

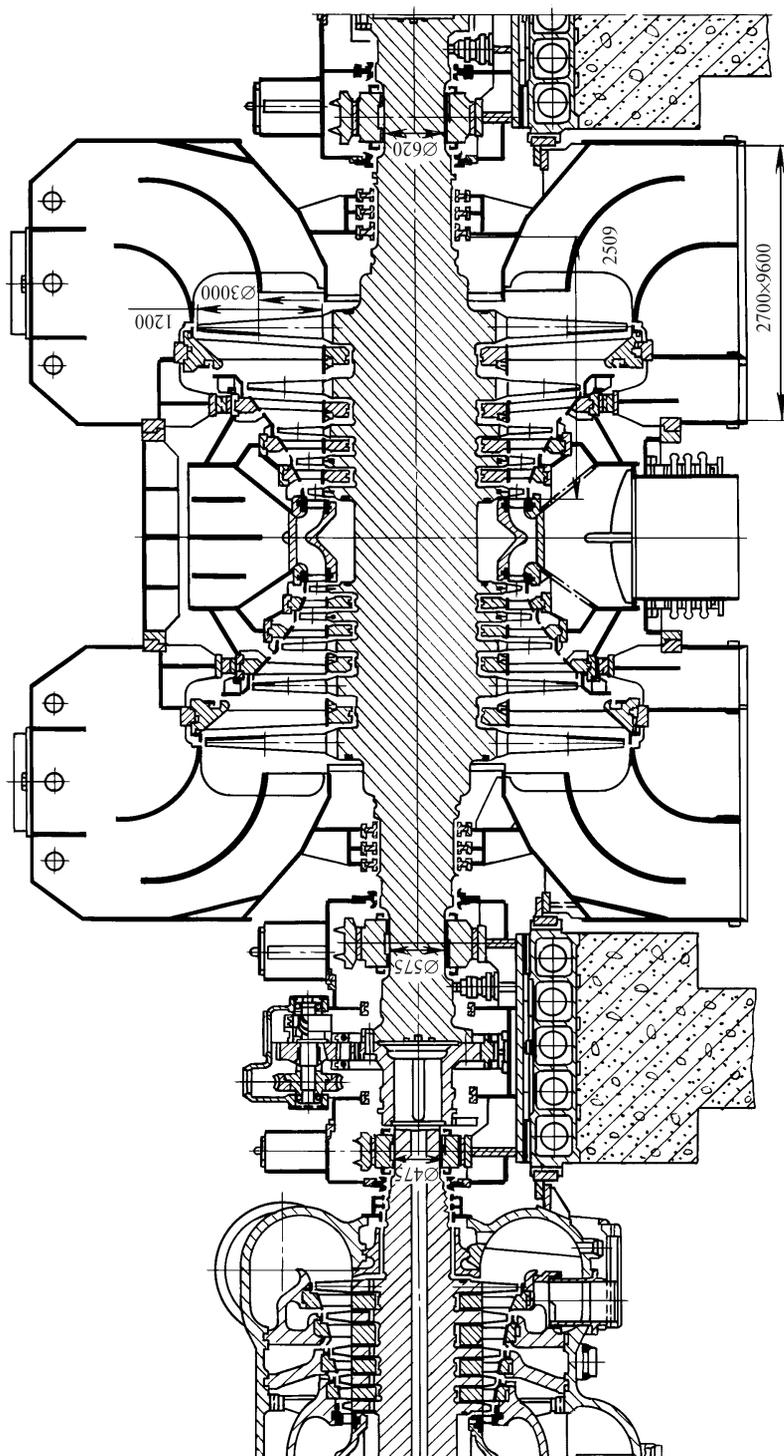


Рис. 11.68 (окончание)

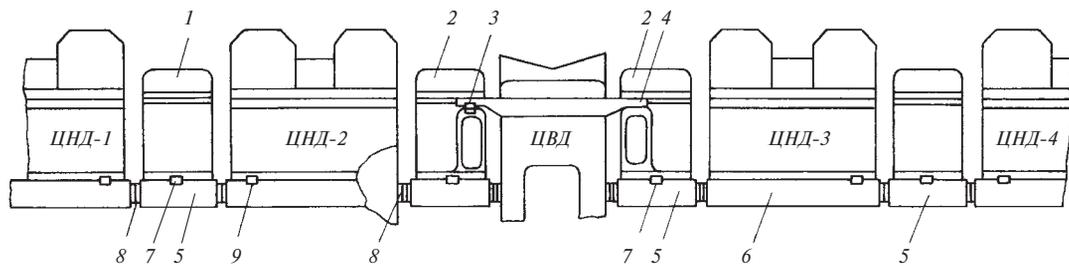


Рис. 11.69. Схема тепловых расширений турбины К-1000-5,9/50 ЛМЗ

рабочие лопатки электронным лучом свариваются в пакеты из четырех-пяти лопаток по бандажам и хвостовикам, что повышает их вибрационную надежность. Для этой же цели в бандажных полках рабочих лопаток последних ступеней установлена специальная демпферная связь.

Проточная часть ЦНД полностью унифицирована с проточной частью ЦНД турбины К-1200-23,5. В частности, для работы при глубоком вакууме предусматривается использование рабочей лопатки из титанового сплава длиной 1200 мм. Однако, в отличие от ЦНД турбины К-1200-23,5, для ротора использована не сварная, а цельнокованая конструкция без центрального сверления (см. рис. 11.6). Обладая прочностью сварного ротора, цельнокованный ротор требует существенно меньших расхода металла (примерно в 2 раза) и времени изготовления (примерно в 4—6 раз).

Схема тепловых расширений турбины на фундаменте показана на рис. 11.69. Корпуса подшипников 1 ЦНД и 2 ЦВД с помощью продольных шпонок (не показаны на рисунке) и поперечных шпонок 7 фиксируются на фундаментных рамах 5. Аналогичным образом с помощью поперечных шпонок 9 фиксируются ЦНД, устанавливаемые своими опорными поясами на узкие фундаментные рамы 6. Цилиндр высокого давления подвешивается к корпусам подшипников 2 с помощью лап. Одна из лап посредством поперечной шпонки 3 фиксирует корпус ЦВД относительно корпуса подшипника. Вторая лапа 4 скользит по своей опоре свободно. Тем самым обеспечиваются относительно малые тепловые перемещения всех цилиндров турбины. Вертикальные плоскости всех цилиндров и корпусов подшипников совмещаются с помощью вертикальных шпонок 8.

**Турбина К-1000-5,9/25-1 ХТЗ.** Турбина К-1000-5,9/25-1 имеет частоту вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$  и номинальную мощность 1100 МВт при работе на насыщенном паре с начальными параметрами 5,89 МПа и  $274,3 \text{ }^\circ\text{C}$  (начальная влажность 0,5%), с внешней сепарацией и двухступенчатым перегревом пара до температуры  $250 \text{ }^\circ\text{C}$  при давлении 1,12 МПа и дав-

лении в конденсаторе 4 кПа. При давлении в конденсаторе 5,9 кПа турбина поставляется с двумя ЦНД (при  $p_k = 4 \text{ кПа}$  поставляется с тремя ЦНД).

От четырех парогенераторов реактора ВВЭР-1000 по четырем трубам пар подается к четырем блокам комбинированных стопорно-регулирующих клапанов, расположенным по обе стороны турбины. Все четыре регулирующих клапана перемещаются одновременно, т.е. в турбине используется дроссельное парораспределение.

В двухпоточном ЦВД (рис. 11.70) пар расширяется и при давлении 1,2 МПа и влажности 12% отводится в четыре СПП. В сепараторе происходит отделение образовавшейся влаги. Затем пар перегревается сначала в первой ступени паром, отбираемым из ЦВД с параметрами 2,82 МПа и  $230 \text{ }^\circ\text{C}$ , а затем во второй ступени свежим паром. После промежуточного перегрева пар поступает в двухпоточный ЦСД, а из него — в две ресиверные трубы, расположенные над турбиной. Из ресиверных труб пар раздается на три двухпоточных ЦНД, из которых направляется в боковые конденсаторы.

Турбина состоит из ЦВД, ЦСД и трех ЦНД (при давлении в конденсаторе 4 кПа). Валопровод турбины состоит из пяти роторов цилиндров и ротора генератора. Каждый из роторов уложен в два опорных подшипника. Роторы соединены между собой жесткими муфтами, полумуфты которых откованы заодно с валами. Упорный подшипник выполнен отдельно и размещен в корпусе между ЦВД и ЦСД.

ЦВД выполнен двухпоточным. Ротор ЦВД сварнокованный, жесткий. Корпус ЦВД двухстенный. Тонкостенный внутренний корпус изготовлен из эрозионно стойкой стали. В нем размещаются две пары диафрагм двух потоков. Четыре обоймы также содержат по две диафрагмы. Диафрагмы ЦВД сварные. Перед установкой во внутренний корпус или обойму диафрагмы соединяются болтами попарно в осевом направлении. Разъем диафрагм плотно затягивается болтами после их установки. Это уменьшает протечки пара поверх установочных гребней и снижает опасность щелевой эрозии. За внутренним корпусом и за обоймами выполнены патрубки отборов пара на регенерацию.

ЦСД также выполнен двухпоточным. В каждом потоке установлено по четыре ступени (в варианте турбины с двумя ЦНД в каждом потоке ЦСД размещено по пять ступеней). Ротор ЦСД сварно-кованый, жесткий. Корпус ЦСД состоит из трех частей, отлитых и затем скрепленных болтами по вертикальному технологическим разъемам. Диафрагмы, устанавливаемые непосредственно в корпусе ЦСД, выполнены сварными. Их полотна и ободы изготовлены из низколегированной стали.

Проточная часть ЦНД состоит из двух потоков по пять ступеней. Последняя ступень имеет средний диаметр 4150 мм, длину рабочей лопатки 1450 мм. Корпус ЦНД выполнен одностенным ввиду сравнительно небольшого давления на входе (примерно 0,35 МПа). Турбина снабжена боковыми конденсаторами.

**Турбина К-1000-5,9/25-2 ХТЗ.** Турбина предназначена для работы на двухконтурной АЭС в моноблоке с водо-водяным реактором ВВЭР-1000. Давление свежего пара составляет 5,89 МПа, влажность — 0,5 %, расчетное давление в конденсаторе — 3,92 кПа при температуре охлаждающей воды 15 °С. Номинальная мощность турбины 1114 МВт, частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup>. Турбина выполнена с дроссельным парораспределением и имеет три (по числу ЦНД) подвальных конденсатора.

Пар из парогенераторов по четырем паропроводам подводится к четырем блокам стопорно-регулирующих клапанов, установленным рядом с турбиной (рис. 11.71). Каждый из блоков включает в себя стопорный клапан диаметром 600 мм, внутри которого расположен регулирующий клапан диаметром 480 мм. От клапанов в ЦВД пар поступает через два патрубка диаметром 800 мм, расположенных в нижней половине корпуса.

Отвод пара из ЦВД при давлении 1,2 МПа и влажности 12 % осуществляется по четырем патрубкам, расположенным в нижней половине корпуса. По четырем ресиверным трубам диаметром 1200 мм, выполненным из нержавеющей стали, пар направляется к четырем СПП. После сепарации влаги, отводимой в ПВД, осуществляется двухступенчатый перегрев пара (в первой ступени — паром из отбора с давлением 2,98 МПа и температурой 233,5 °С, во второй ступени — свежим паром).

Перегретый пар с параметрами 1,14 МПа и 250 °С поступает в ресивер, из которого питаются три ЦНД. Таким образом, в отличие от турбины К-1000-5,9/1500-1 в рассматриваемой турбине отсутствует ЦСД. Непосредственно на входе в ЦНД установлены стопорные поворотные заслонки диаметром 1200 мм. Подвод пара в ЦНД осуществляется в нижние половины корпусов.

Собственно турбина состоит из ЦВД и трех одинаковых ЦНД, расположенных между ЦВД и генератором. Исключение ЦСД и другие меры, описываемые ниже, позволили сократить длину турбины по сравнению с турбиной К-1000-5,9/1500-1 с 57,4 до 52,2 м и уменьшить ее массу с конденсаторами на 350 т.

Валопровод турбоагрегата состоит из роторов четырех цилиндров и ротора генератора. Каждый из роторов уложен в два опорных подшипника. Все корпуса подшипников выполнены выносными, опирающимися на ригели. Корпуса подшипников, расположенные между цилиндрами, содержат по два опорных вкладыша соединяемых роторов. В корпусе между ЦВД и ЦНД также устанавливается симметричный упорный подшипник. Для соединения роторов используются жесткие муфты, полумуфты которых откованы заодно с концевыми участками валов. Насадную полумуфту имеет только ротор генератора. Между полумуфтами роторов генератора и ЦНД установлен промежуточный вал, на котором размещены кулачки обгонной муфты ВПУ. Валопровод снабжен гидростатической системой подъема роторов.

ЦВД выполнен двухпоточным, симметричным. Каждый из потоков включает семь ступеней. Ротор ЦВД сварно-кованый, состоит из четырех частей. Материал ротора — хромомолибденовая сталь. Средняя часть ротора выполнена заодно с дисками. Такую конструкцию ротора иногда называют барабанной. Примерно одинаковая толщина корпуса и барабана позволяет уменьшить относительное расширение ротора и статора при переходных режимах. Диаметр шеек ротора в опорных подшипниках составляет 560 мм. На концевом участке ротора со стороны ЦНД заодно с валом выполнен гребень упорного подшипника диаметром 950 мм.

Рабочие лопатки установлены на дисках с помощью грибовидных хвостовиков. Рабочие лопатки первых ступеней имеют цельнофрезерованные бандажи, а рабочие лопатки остальных ступеней — накладные приклепанные ленточные бандажи. Масса ротора ЦВД составляет 49,3 т, длина — 11 м.

Корпус ЦВД выполнен двухстенным. Внутренний корпус включает в себя по три ступени в каждом потоке. Две пары диафрагм последующих ступеней (в каждом потоке) установлены в обоймы, помещенные в расточках внешнего корпуса. Диафрагмы имеют сварную конструкцию, выполнены из нержавеющей стали, сболчиваются по разьему, а некоторые из них — попарно в осевом направлении. Внутренний корпус и обоймы в местах контакта с диафрагмами защищены вставками из нержавеющей стали для исключения щелевой эрозии. Внешний корпус ЦВД опирается на приливы

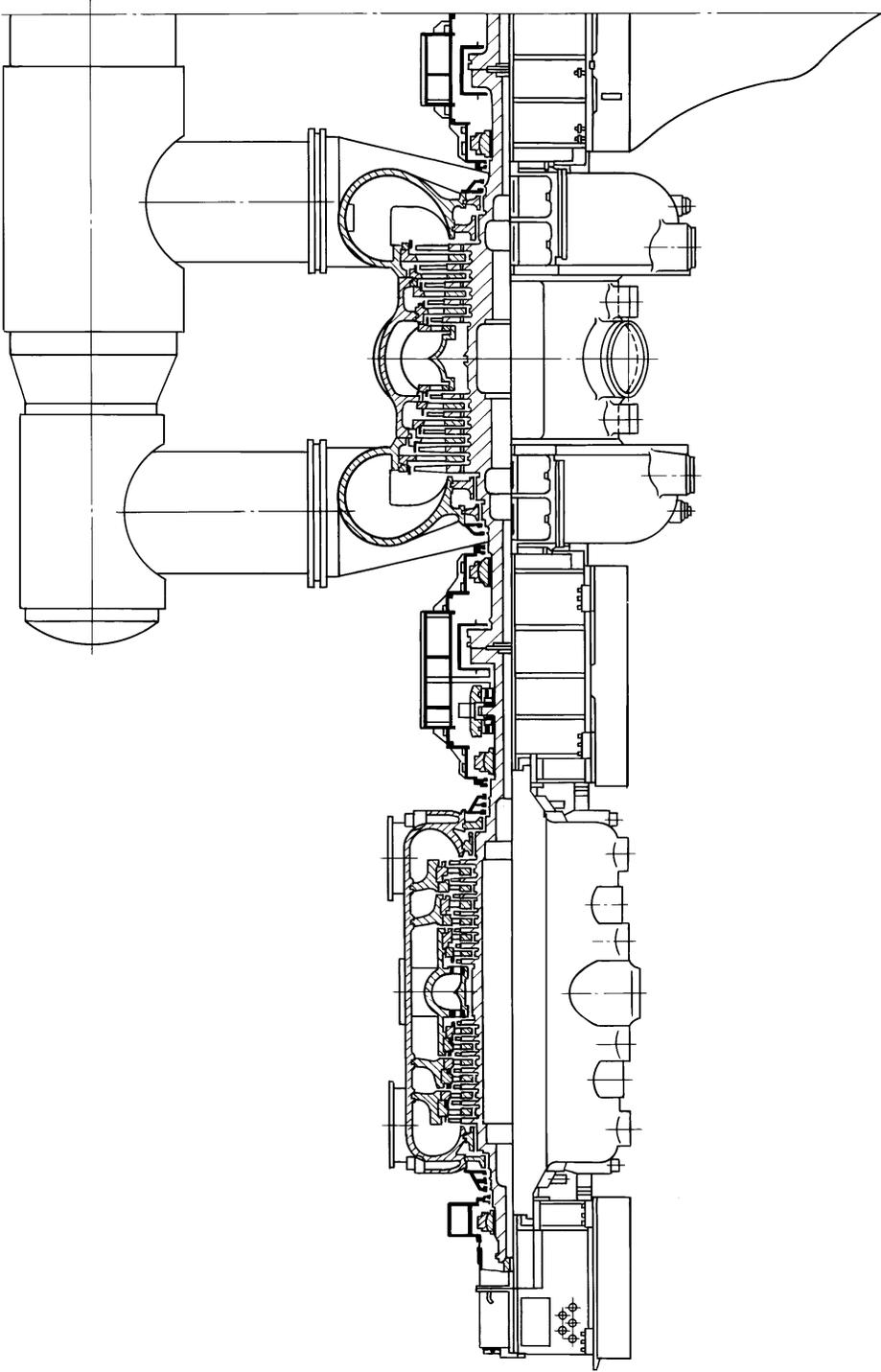


Рис. 11.70. Турбина К-1000-5,9/25-1 ХТЗ

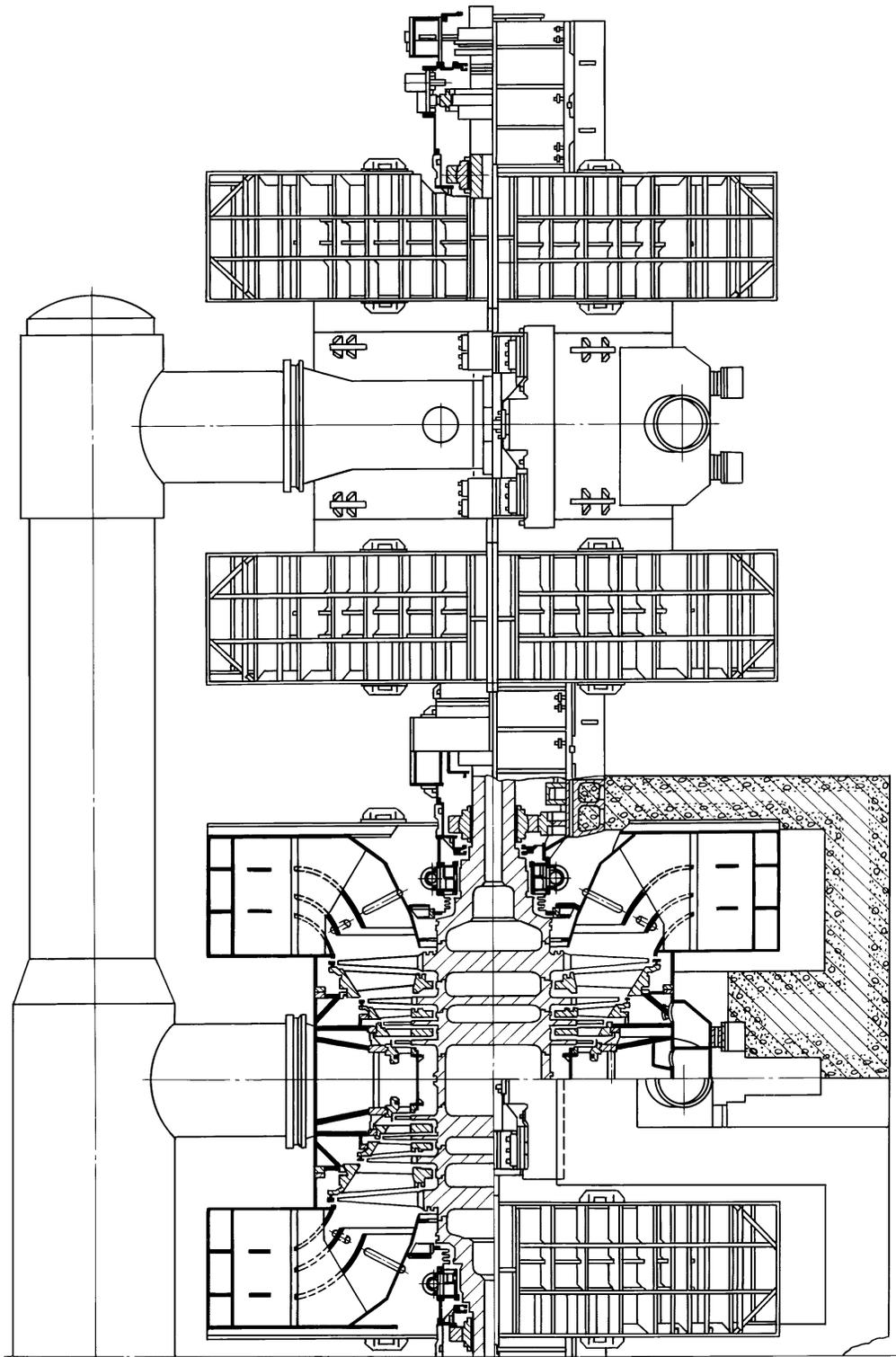


Рис. 11.70 (окончание)

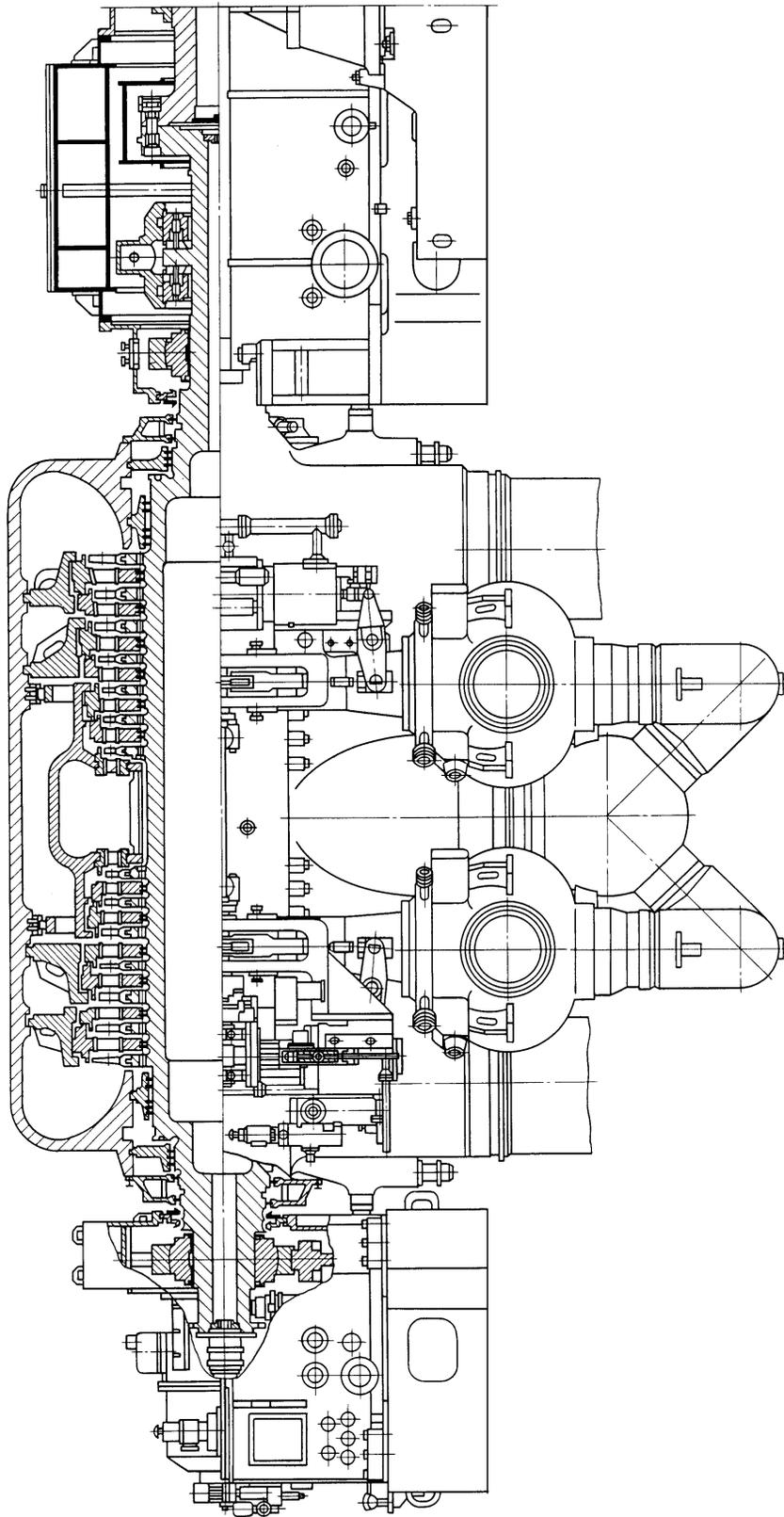


Рис. П.71. Турбина К-1000-5,9/25-2 ХТЗ

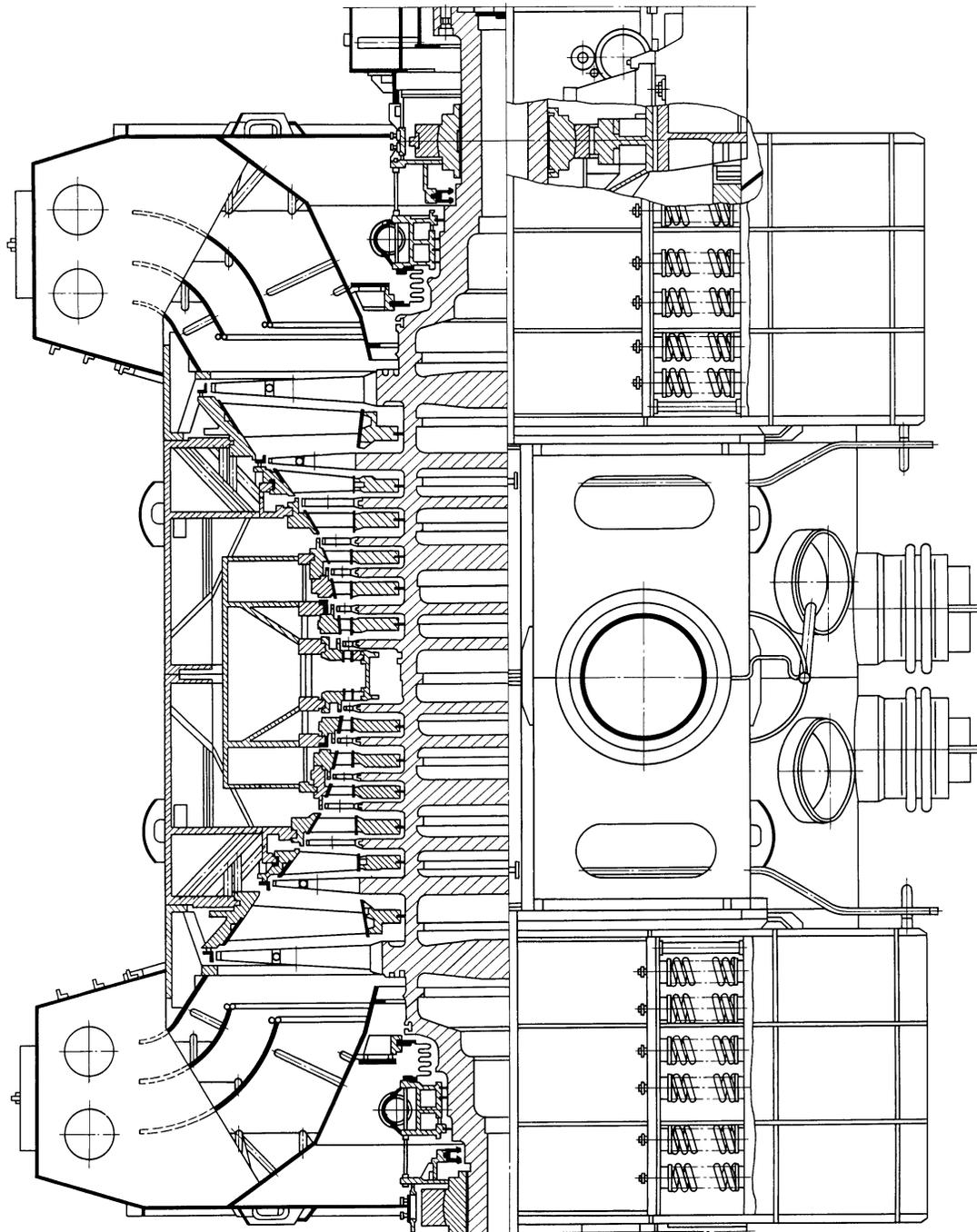


Рис. 11.71 (окончание)

подшипников с помощью лап, отлитых заодно с фланцами нижней части корпуса.

Проточная часть ЦНД состоит из двух потоков по семь ступеней в каждом. Ротор ЦНД сварной, изготовлен из 14 кованных заготовок. Концевые части имеют шейки диаметром 800 мм под опорные вкладыши. Размеры рабочей лопатки последней ступени такие же, как и у турбины К-1000-5,9/1500-1.

Рабочие лопатки пяти первых ступеней ЦНД имеют грибовидные хвостовики, двух последних — елочные с торцевой заводкой по дуге окружности. Все рабочие лопатки снабжены бандажами: первые три ряда имеют цельнофрезерованные бандажи с демпферными вставками, два последующих ряда — накладные ленточные бандажи, предпоследний ряд — цельнофрезерованный, последний — приклепываемый бандаж типа «наездник». Два последних ряда рабочих лопаток содержат по одной демпферной трубчатой связи; их входные кромки закалены токами высокой частоты для уменьшения эрозионного воздействия капель влаги.

Масса облопаченного ротора ЦНД составляет 178 т, длина — 12,5 м, максимальный диаметр — 5,622 м. Несколько большие массу и габариты имеет ротор ЦНД с учетом промежуточного вала и установленного на нем колеса валоповоротного устройства.

Корпус ЦНД состоит из среднего корпуса с заключенной в нем проточной частью и двух выходных патрубков. Поскольку давление на входе в ЦНД достаточно высокое (1,12 МПа), его корпус сделан двухстенным: внутренний корпус (обойма) содержит по четыре ступени в каждом потоке; диафрагмы остальных ступеней установлены во внешнем корпусе. За первой, второй, четвертой и пятой ступенями организованы отборы пара на регенерацию, с которыми отводится значительная часть влаги. Кроме того, диафрагмы двух последних ступеней выполнены с внутриканальной сепарацией.

Диафрагмы ЦНД имеют сварную конструкцию: полотно и ободы их выполнены из углеродистой стали, бандажные ленты и сопловые лопатки — из нержавеющей стали.

Большие габариты ЦНД (осевой размер 11,38 м, поперечный — 14,8 м) приводят к появлению значительных сил, действующих на корпус от атмосферного давления; большими при этом оказываются и весовые нагрузки на фундамент от массы деталей. Поэтому создана специальная система опирания ЦНД на фундамент. Корпуса подшипников ЦНД выполнены выносными. Они устанавливаются на фундаментные рамы, залитые в поперечные балки-ригели. К корпусам подшипников жестко прикреплены камеры концевых уплотнений ЦНД, а герметичность соединений этих камер с торцевыми стенками выходных патрубков обеспе-

чивается установкой сильфонов, не препятствующих взаимному перемещению корпусов подшипников и ЦНД. Таким образом, нагрузка от веса ротора, составляющая около 200 т, воздействует только через корпуса подшипников на ригели и не передается на внешний корпус ЦНД.

В подавляющем большинстве конструкций конденсатор турбины присоединяется к ее выходному патрубку жестко, с помощью сварки; при этом конденсатор устанавливается на пружинах, допускающих тепловые расширения переходного патрубка и конденсатора, но передающих часть вертикальных усилий с конденсатора на корпус ЦНД. Для ЦНД рассматриваемой турбины только масса воды, заполняющей водяные камеры и трубки конденсатора, составляет почти 600 т. Поэтому принята раздельная схема опирания корпуса ЦНД и конденсатора: ЦНД опирается на верхнюю, а конденсатор — на нижнюю фундаментные плиты; их взаимное тепловое расширение компенсируется герметичным сильфонным соединением выходного патрубка ЦНД и переходного патрубка конденсатора.

Для опирания ЦНД на фундамент служат четыре торцевые лапы и дополнительно четыре боковых балкона. Торцевые лапы крепятся к торцевым стенкам нижних частей выходных патрубков в зоне горизонтального разреза. С их помощью ЦНД опирается на фундаментные рамы, установленные на стенах фундамента. Между торцевыми лапами и рамами имеются разгрузочные устройства пружинного типа, воспринимающие часть вертикальной нагрузки, приложенной к корпусу, и уменьшающие тем самым силы трения на поверхности опирания. Боковые балконы служат для дополнительного опирания ЦНД через блоки специальных пружин на продольные балки. Пружины боковых балконов и разгрузочные устройства торцевых лап воспринимают до 85 % массы ЦНД в сборе, и поэтому на опоры торцевых лап действуют небольшая часть массовой нагрузки и вертикальная сила от атмосферного давления.

Для обеспечения достаточной жесткости корпуса от действия атмосферного давления на торцевые стенки выходных патрубков между торцевыми лапами и средним корпусом установлены продольные стержневые фермы; они находятся внутри выходных патрубков. Дополнительное усиление обеспечивается двумя коробами прямоугольного сечения, приваренными по бокам к нижней части среднего корпуса.

Тепловое расширение турбины организовано следующим образом. Все корпуса подшипников, как указывалось выше, являются выносными и зафиксированы на фундаментных рамах с помощью продольных и поперечных шпонок. Совмещение вертикальных плоскостей корпусов подшипников и

цилиндров турбины осуществлено посредством вертикальных шпонок, расположенных между ними. Корпус ЦВД зафиксирован на приливах корпуса переднего подшипника поперечными шпонками, установленными между лапами и их опорными поверхностями. Другие лапы ЦВД свободно скользят по опорным поверхностям второго корпуса подшипника. Корпуса ЦНД не имеют силовой связи с корпусами подшипников. Фикспункт ЦНД образован посредством двух поперечных шпонок, установленных под торцевыми лапами ЦНД и фундаментами рамами.

## 11.5. КОНСТРУКЦИИ МОЩНЫХ ТУРБИН ДЛЯ ПГУ

Как показано ниже (см. § 13.6), ПГУ отличаются значительным разнообразием, которое зависит от способа утилизации теплоты уходящих газов ГТУ.

При использовании ПГУ со сбросом газов ГТУ в топку котла (ПГУ-С), а также с подогревом питательной воды уходящими газами ГТУ применяются классические паровые турбины, принципиально не отличающиеся от обычных паровых турбин ТЭС и ТЭЦ: обычно они имеют развитую систему регенерации, соответствующую систему парораспределения и др.

Рядом особенностей обладают только паровые турбины для ПТУ утилизационных ПГУ (ПГУ-У).

В ПГУ-У нет необходимости в системе регенеративного подогрева питательной воды выше 60—65 °С (при работе на природном газе), так как ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов котла-утилизатора (КУ), снижению его КПД и, следовательно, КПД всей ПГУ. Поэтому ПТУ ПГУ-С не имеет системы регенерации, т.е. нерегулируемых отборов пара из турбины. Это, конечно, снижает КПД ПТУ, но выигрыш от использования комбинированного цикла перекрывает это снижение.

Далее, как показано ниже (см. рис. 13.31), котел-утилизатор ПГУ-У представляет собой парогенератор, снабжающий паровую турбину несколькими потоками пара разного давления (обычно двумя или тремя). Эти потоки сливаются перед ЦНД, и в результате через последние ступени турбины, например, в трехконтурной ПГУ-С проходит пара примерно в 1,5 раза больше, чем поступает в ЦВД. Это требует развитой площади выхода пара из турбины.

Наконец, изменение мощности ПГУ-У осуществляется с помощью изменения расхода топлива и воздуха в камеру сгорания ГТУ, вслед за которыми изменяются параметры газов за ГТУ. При этом при полностью открытых регулирующих клапанах паровой турбины перед проточной частью автоматически устанавливаются такие параметры пара (расход, температура и давление), при которых пропускная

способность проточной части паровой турбины и парогенерирующая способность котла-утилизатора совпадают. Иными словами, в нормальных условиях паровая турбина всегда работает в условиях скользящих параметров с полностью открытыми клапанами. Поэтому она не имеет регулирующей ступени, а регулирующие клапаны используются только при пусках, остановках и аварийных режимах.

**Турбина К-110-6,5 ЛМЗ.** На рис. 11.72 показан продольный разрез турбины К-110-6,5 ЛМЗ. Конденсационная турбина предназначена для работы в составе ПГУ-325, выполненной по схеме дубли-блока: две ГТУ-110 питают два котла-утилизатора, которые генерируют пар для одной турбины. Эта ПГУ установлена на Ивановской ГРЭС.

Паровая турбина имеет следующие основные расчетные технические характеристики:

Номинальная мощность, МВт	115,9
Параметры свежего пара:	
давление, МПа	6,8
температура, °С	500
расход, т/ч	308,6
Параметры пара низкого давления:	
давление, МПа	0,65
температура, °С	225
расход, т/ч	78
Температура охлаждающей воды, °С	20
Расчетное давление в конденсаторе, кПа	5

Турбина выполнена двухцилиндровой. Ее ЦВД — однопоточный, с петлевым движением пара, ЦНД — симметричный, двухпоточный. Турбина не имеет промежуточного перегрева пара в котле-утилизаторе. Именно это обстоятельство позволило выполнить ее достаточно компактной и двухцилиндровой.

Свежий пар по двум паропроводам, идущим от каждого котла-утилизатора, поступает в нижнюю половину корпуса ЦВД (рис. 11.73), растекается в окружном направлении по паровпускной камере 10 и, развернувшись по оси турбины, поступает в сопловые каналы первой ступени. Далее пар проходит последовательно справа налево первые восемь ступеней проточной части ЦВД.

Каждая ступень включает в себя диафрагму с вваренными в нее сопловыми лопатками и диск цельнокованого ротора с рабочими лопатками. Диафрагмы установлены в кольцевых расточках внутреннего корпуса.

Пройдя первые восемь ступеней левого потока ЦВД, поток пара разворачивается на 180° и движется по кольцевому пространству между внутренним и внешним корпусами. Движущийся пар обтекает две зоны подвода свежего пара, о которых речь шла выше, и поступает в кольцевую камеру, из нее — в шесть ступеней правого потока. Диафрагмы этих ступеней установлены в обоймах, а последние — непосредственно во внешнем корпусе.

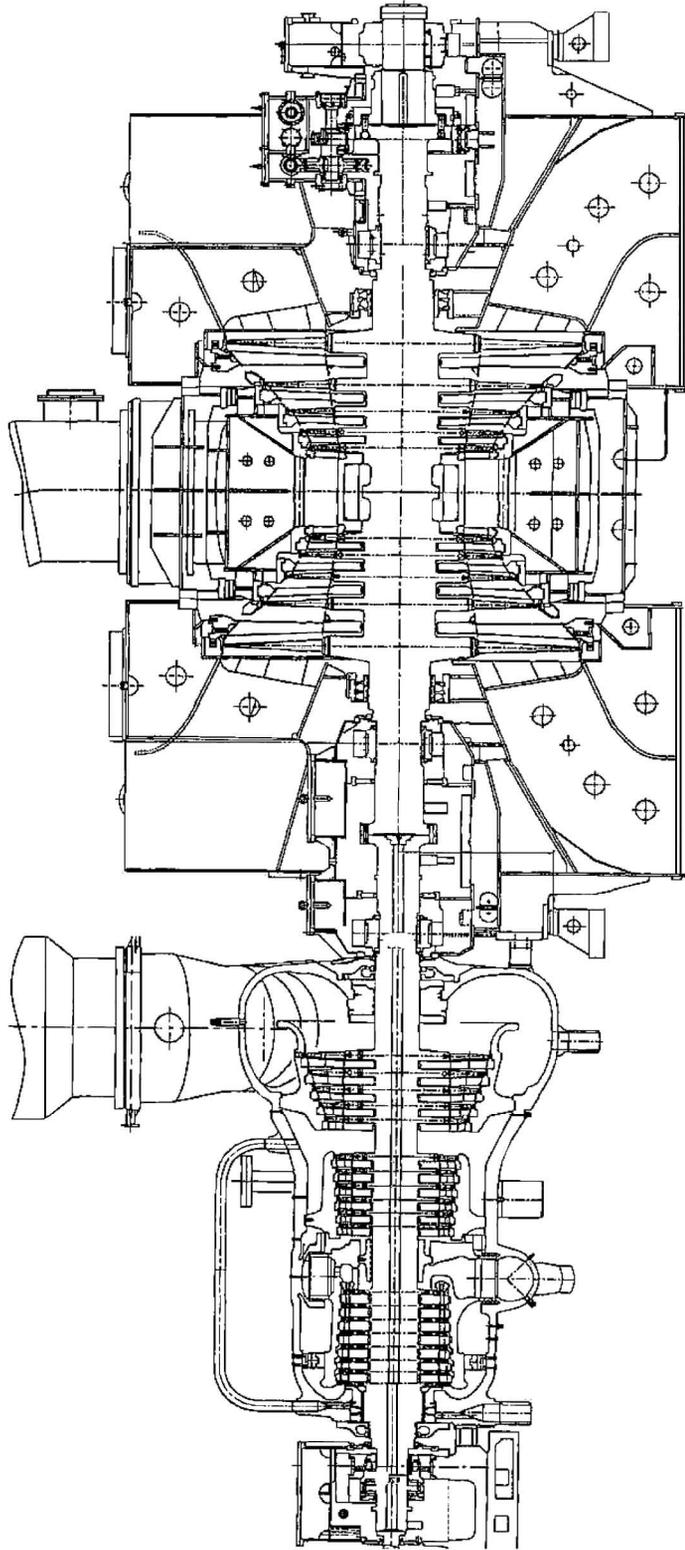
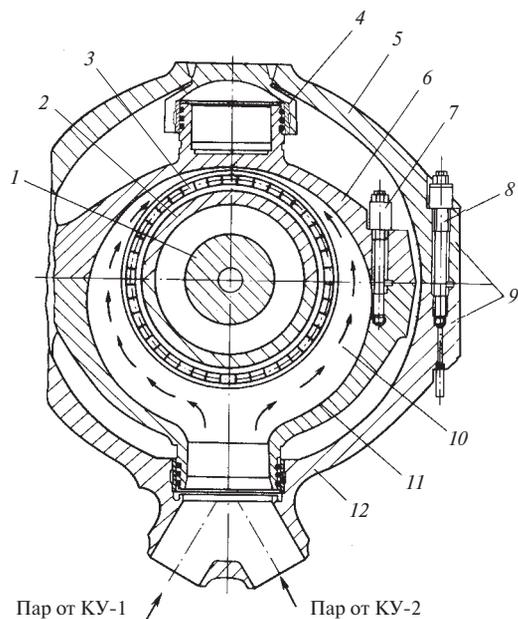


Рис. 11.72. Продольный разрез паровой турбины К-110-6,5 ЛМЗ



**Рис. 11.73. Поперечный разрез паровой турбины по паровпуску:**

1 — вал цельнокованого ротора; 2 — обойма среднего уплотнения; 3 — сопловые лопатки первой ступени турбины; 4 — поршневые кольца, допускающие взаимное тепловое вертикальное перемещение внешнего и внутреннего корпусов; 5 — крышка внешнего корпуса ЦВД; 6 — крышка внутреннего корпуса ЦВД; 7 — колпачковая гайка шпильки фланцевого разъема внутреннего корпуса; 8 — шпилька фланцевого разъема внешнего корпуса; 9 — фланцы внешнего корпуса; 10 — паровпускная камера; 11 — нижняя половина внутреннего корпуса; 12 — нижняя половина внешнего корпуса

После расширения в описанных 14 ступенях пар попадает в камеру смешения, в которую также снизу по патрубку поступает пар из контуров низкого давления котлов-утилизаторов. Потоки пара смешиваются, и образующийся единый поток проходит в последние пять ступеней ЦВД, диафрагмы которых установлены в обойме.

В крышке внешнего корпуса ЦВД (см. рис. 11.72) расположены два паропроводящих патрубка, через которые подается пар в две горизонтальные ресиверные трубы, направляющие пар в середину двухпоточного ЦНД. На многих режимах пар, выходящий из ЦВД, является влажным. Поэтому для снижения влажности в ресиверных трубах устанавливаются специальные пленочные сепараторы.

Корпус ЦНД выполнен также двухстенным. Пар из ресиверных труб поступает в кольцевое пространство, расположенное между двумя симметричными проточными частями ЦНД. Каждый из потоков проходит пять ступеней, а из них — в конденсатор турбины.

Валопровод турбины состоит из двух цельнокованых роторов, причем ротор ЦНД выполнен без центрального отверстия. Отсутствие посадки дисков на вал существенно увеличивает их надежность. Рабочие лопатки последней ступени имеют длину 960 мм и при корневом диаметре 1520 мм образуют кольцевую площадь выхода пара 7,48 м<sup>2</sup>. Эти лопатки выполнены с елочными хвостовиками с торцевой заводкой, что обеспечивает хорошую ремонтпригодность.

Каждый из роторов уложен в два опорных подшипника, воспринимающих радиальные нагрузки. Корпус переднего подшипника выполнен выносным. Его литая нижняя часть устанавливается на фундаментную раму, залитую бетоном в верхнюю фундаментную плиту рамного железобетонного фундамента. Верхняя часть корпуса подшипника сварная.

Вкладыш переднего подшипника является комбинированным. Он содержит опорную часть с баббитовой заливкой и упорные сегменты, с которыми ротора, передающий приложенное результирующее осевое усилие от сил, действующих в проточной части. Для уменьшения этих сил потоки пара в проточной части ЦВД направлены в разные стороны, а в дисках выполнены разгрузочные отверстия.

Корпус среднего подшипника выполнен встроенным. Его нижняя часть с помощью подкосов вварена во внутренний обвод выходного патрубка ЦНД, а крышка закрывается и стягивается по горизонтальному разъему после укладки валопровода. В корпусе установлены задний опорный вкладыш ротора ЦВД и передний опорный вкладыш ротора ЦНД. Между опорными вкладышами размещается муфта с полумуфтами роторов, стягиваемыми болтами при сборке роторов в единый валопровод.

Аналогичным образом устроен и корпус заднего подшипника ЦНД, на левый опорный вкладыш которого опирается правым концом ротор ЦНД, а на правый — ротор электрогенератора, который не имеет собственного левого подшипника.

Все корпуса подшипников имеют аварийные масляные емкости, обеспечивающие смазку при выбеге ротора в случае возникновения аварийных ситуаций на турбине. Нижние половины всех опорных вкладышей имеют статический гидравлический подъем валопровода — отверстия, в которые перед началом вращения ротора насосами подается масло под давлением 6—7 МПа, заставляющее валопровод подняться и не контактировать с поверхностью вкладыша при малой частоте вращения. После разворота валопровода гидравлический подъем отключают и смазка осуществляется за счет гидродинамических сил, возникающих в масляном слое.

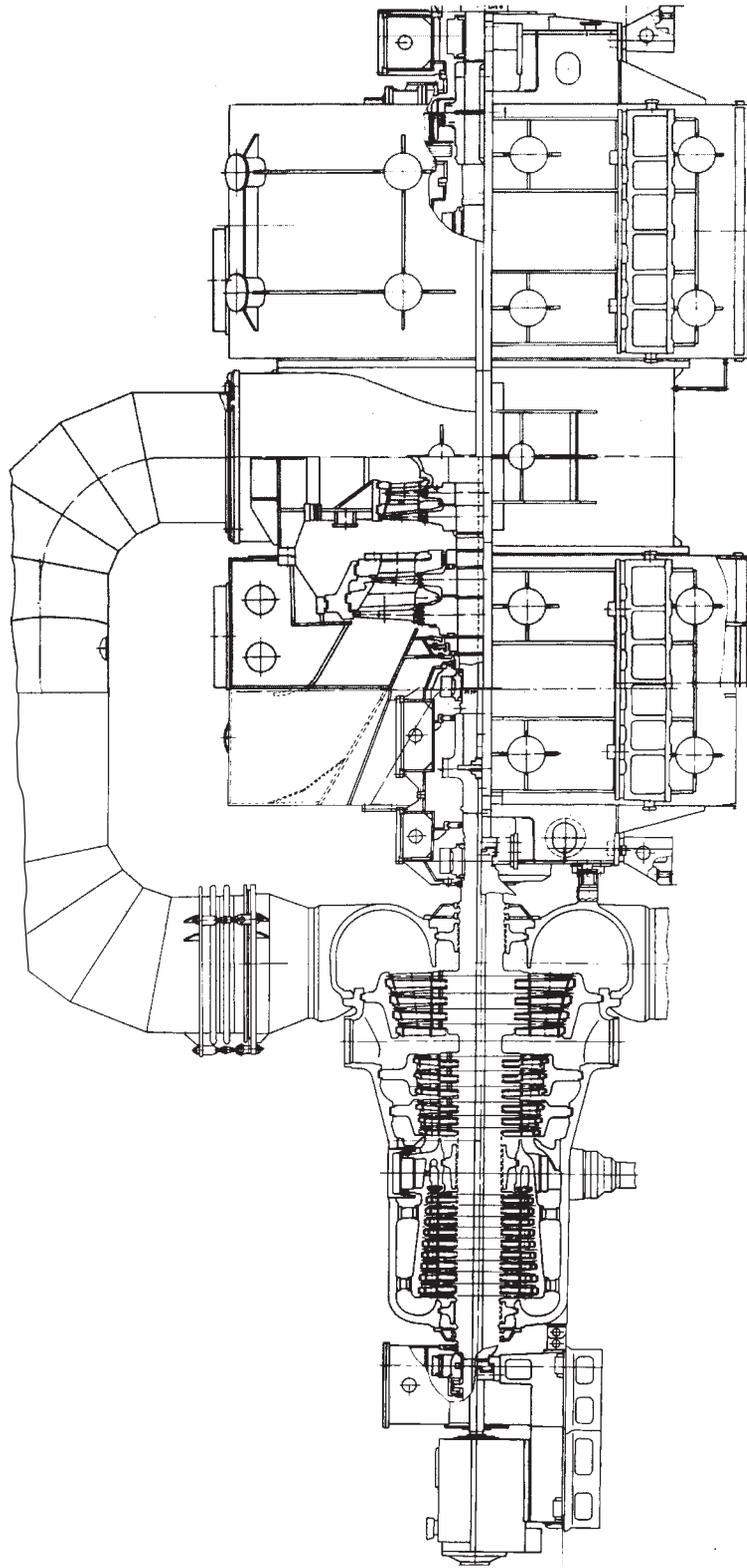


Рис. 11.74. Продольный разрез паровой турбины Т-150-7,7 JM3

По краям ЦВД, где ротор выходит из его корпуса, установлены концевые уплотнения, а в средней части ЦВД — среднее уплотнение, не допускающее большой утечки пара в обвод первых восьми ступеней левого потока пара в проточной части ЦВД.

Цилиндр низкого давления также имеет два концевых уплотнения, однако поскольку в его выходных патрубках давление меньше атмосферного, то уплотнения должны исключить присосы воздуха из атмосферы в выходные патрубки, а из них — в конденсатор. Для этого на концевые уплотнения ЦНД подается уплотняющий пар из коллектора уплотнений.

Все утечки пара из концевых уплотнений утилизируются, отдавая свою теплоту конденсации конденсату, направляемому в котел-утилизатор.

Как видно из рис. 11.72, паровая турбина не имеет регенеративных отборов. Это связано с тем, что в котел необходимо подать конденсат как можно более низкой температуры (но не ниже 60 °С) для уменьшения температуры уходящих газов котла. Нагреть конденсат до 60 °С можно было бы с помощью пара отбора из ЦНД, однако это проще сделать с помощью рециркуляции конденсата из газового подогревателя конденсата котла-утилизатора (см. рис. 13.38).

**Турбина Т-150-7,7 ЛМЗ.** На рис. 11.74 показан продольный разрез турбины Т-150-7,7 ЛМЗ. Теплофикационная турбина предназначена для работы в составе ПГУ-450Т, выполненной по схеме дубль-блока. Две такие ПГУ установлены на Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга и по одной — на Калининградской ТЭЦ-2, ТЭЦ-21 и ТЭЦ-27 ОАО «Мосэнерго».

Паровая турбина при работе на номинальном конденсационном режиме имеет следующие основные технические характеристики:

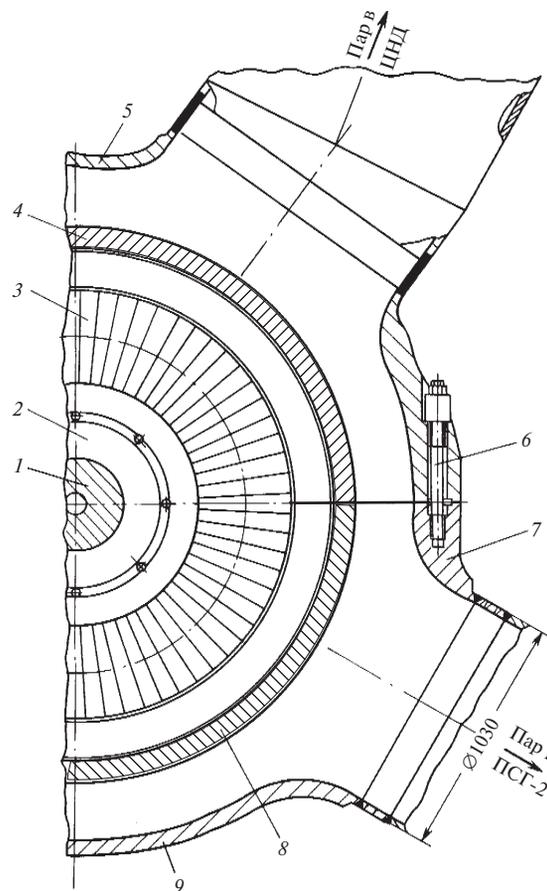
Номинальная мощность, МВт	161,6
Параметры свежего пара:	
давление, МПа	7,6
температура °С	510
расход, т/ч	450
Параметры пара низкого давления:	
давление, МПа	0,62
температура, °С	195
расход, т/ч	102
Температура охлаждающей воды, °С	27
Расчетное давление	
в конденсаторе, кПа	8
Характеристики последней ступени:	
длина рабочей лопатки, мм	640
корневой диаметр, мм	1520
кольцевая площадь выхода пара, м <sup>2</sup>	4,34

Максимальная тепловая нагрузка теплофикационной установки составляет 450 МВт.

Как видно из сравнения рис. 11.72 и 11.74, конструкции ЦВД турбин К-110-6,5 и Т-150-7,7 очень похожи. Различие состоит в конструкциях ЦНД.

Поперечный разрез по выходному патрубку ЦВД турбины Т-150-7,7 показан на рис. 11.75. Из него пар выходит четырьмя потоками. В нижней половине внешнего корпуса 9 расположено два патрубка, из которых пар направляется в верхний сетевой подогреватель ПСГ-2. Давление этого пара определяет его температуру конденсации и соответственно температуру сетевой воды на выходе из ПСГ-2. В верхней половине расположены две перепускные трубы в двухпоточный ЦНД.

В ЦНД каждый из потоков проходит по две ступени и попадает в пространство, из которого часть или практически весь пар (при работе в теплофикационном режиме) направляется в нижний сетевой подогреватель ПСГ-1. Управляет потоком пара в ПСГ-1 регулирующая (поворотная) диафрагма.



**Рис. 11.75. Поперечный разрез по выходному патрубку ЦВД турбины Т-150-7,7:**

1 — вал ротора; 2 — диск вала; 3 — рабочие лопатки последней ступени; 4, 8 — верхняя и нижняя половины обоймы диафрагм последнего отсека проточной части ЦВД; 5 — крышка внешнего корпуса ЦВД; 6 — шпилька; 7 — фланец; 9 — нижняя половина внешнего корпуса ЦВД

Пар, пройдя частично открытую регулирующую диафрагму, расширяется в последних двух ступенях каждого потока и поступает в два симметричных выходных патрубка, а из них — в конденсатор турбины.

Длина рабочей лопатки последней ступени составляет всего 0,64 м, что обеспечивает кольцевую площадь выхода одного потока пара 4,2 м<sup>2</sup>. Это связано с тем, что турбина является теплофикационной и большую часть года она будет работать с минимальными расходами пара в конденсатор, для которых нет смысла использовать дорогостоящие лопатки последней ступени большой длины, да еще и подверженные большей эрозии из-за больших окружных скоростей лопатки.

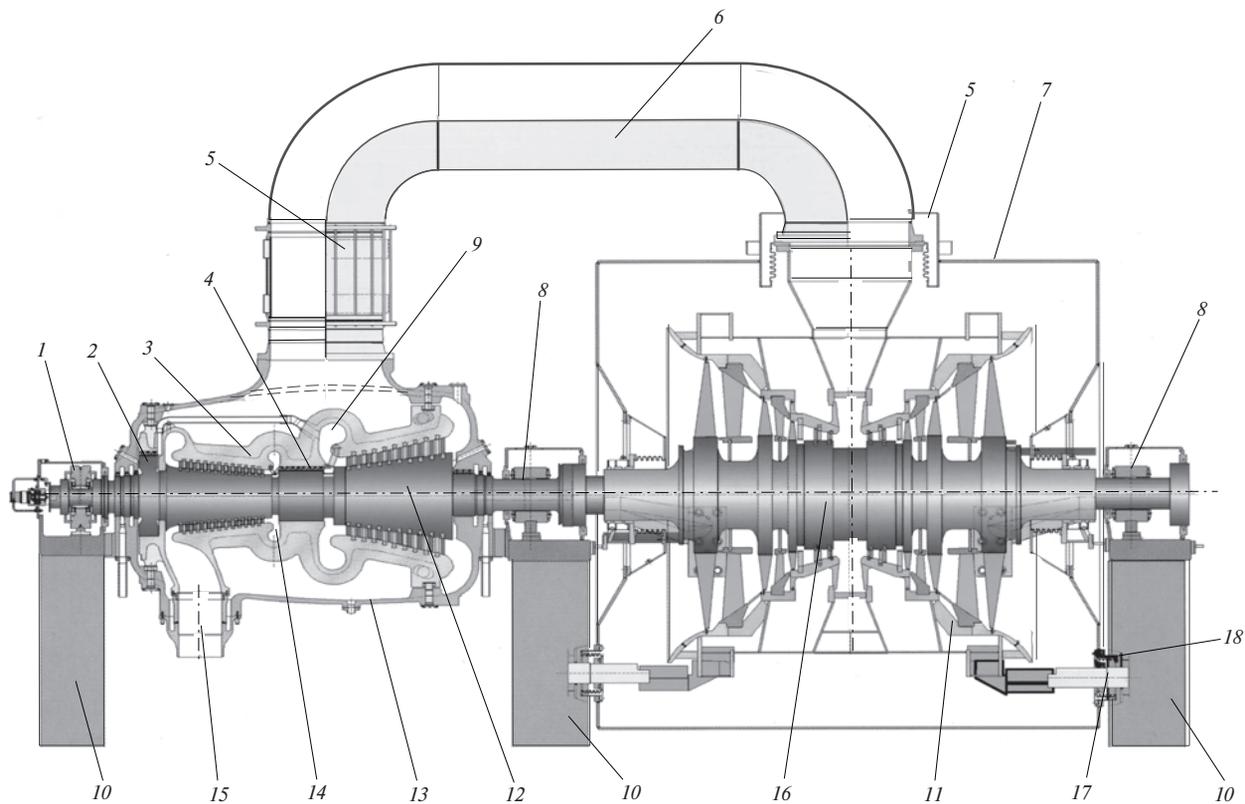
Ротор ЦНД выполнен сборным, с дисками, насаженными на вал с натягом.

**Турбина SST5-5000 фирмы «Сименс».** На рис. 11.76 показан продольный разрез паровой турбины

бины SST5-5000 фирмы «Сименс» для однофазного трехконтурного парогазового энергоблока с промежуточным перегревом пара (см. рис. 13.38) мощностью 420 МВт, включающего в себя одну ГТУ V94.3А и одну паровую турбину мощностью 140 МВт. Турбина предназначена для работы в холодном климате, когда в конденсаторе целесообразно поддерживать давление 4—5 кПа.

Турбина (см. рис. 11.76) состоит из двух цилиндров — цилиндра, совмещающего в себе ЧВД и ЧСД (ЦВСД), и ЦНД.

ЦВСД имеет двухстенную конструкцию. Внутренний корпус 3 выполнен из единой отливки и состоит из внутренних корпусов ЧВД и ЧСД, разделенных промежуточным уплотнением 4. Внутри этого корпуса помещается цельнокованный ротор 12 ЦВСД. Внешний корпус 13 ЦВСД охватывает внутренний.



**Рис. 11.76. Паровая турбина SST5-5000 фирмы «Сименс»:**

1 — опорно-упорный подшипник; 2 — думмис; 3 — внутренний корпус ЦВСД; 4 — промежуточное уплотнение; 5 — компенсаторы, обеспечивающие взаимные тепловые расширения ресиверной трубы и цилиндров; 6 — ресиверная труба; 7 — внешний корпус ЦНД; 8 — опорные подшипники; 9 — паровпускная камера ЧСД; 10 — колонны фундамента; 11 — внутренний корпус ЦНД; 12 — ротор ЦВСД; 13 — внешний корпус ЦВСД; 14 — паровпускная камера ЧВД; 15 — патрубок выхода пара из ЧВД на промежуточный перегрев; 16 — ротор ЦНД; 17 — опорные брусья; 18 — сильфонный компенсатор между обоймой и внешним корпусом ЦНД

ЦНД — двухпоточный, симметричный, с пятью ступенями в потоке. Кольцевая площадь выхода пара последней ступени  $12,5 \text{ м}^2$ . Ротор ЦНД — цельнокованный, выполнен из одной поковки.

Все опоры валопровода — выносные. Между ЦВСД и ЦНД установлен только один опорный подшипник. Передний подшипник турбины — комбинированный, опорно-упорный.

Пар высокого давления из котла-утилизатора через два стопорно-регулирующих клапана, присоединенных к нижней половине ЦВСД, поступает в камеру 14, а из нее — в проточную часть ЧВД. Последняя не имеет регулирующей ступени и выполнена с реактивным облопачиванием. Пар, расширившийся в ЧВД, через один патрубок 15 выводится на смешение с паром, идущим из контура среднего давления котла-утилизатора (см. рис. 13.31). Образовавшаяся смесь перегревается в промежуточном пароперегревателе и поступает к двум стопорно-регулирующим клапанам ЧСД, расположенным рядом с аналогичными клапанами ЧВД, и из них — в паровпускную камеру 14 ЧСД (см. рис. 11.76).

Пройдя реактивную проточную часть ЧСД, пар направляется в пространство между внутренним и внешним корпусами ЦВСД, а из него — в единственную ресиверную трубу 6.

Соседнее расположение паровпускных камер 14 и 9 неслучайно. Оно позволяет локализовать горячий пар высокого и среднего давления в середине ЦВСД, не допуская высоких температурных градиентов, и иметь низкую температуру пара у концевых уплотнений, соседствующих с корпусами холодных опор.

В ресивере 6 к поступившему из ЦВСД пару подмешивается пар из контура низкого давления котла-утилизатора, и эта смесь направляется в ЦНД. Последний выполнен также двухстенным. Его внутренний корпус (обойма) 11 опирается на цилиндрические брусья 17, установленные в колоннах фундамента. Внешний корпус ЦНД связан с внутренним 11 только через сильфонные компенсаторы, и поэтому деформации внешнего корпуса под действием атмосферного давления не передаются на внутренний, чем обеспечивается хорошая центровка.

Отработавший в турбине пар из пространства между корпусами 7 и 11 поступает не в подвальный, как это обычно делается, а в односторонний боковой конденсатор, непоказанный на рисунке. Конденсатор располагают на нулевой отметке, и его вертикальный размер определяет небольшую высоту колонн 10. В свою очередь это уменьшает высоту машинного зала и капитальные затраты.

## СХЕМЫ И ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

## 12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Газотурбинной установкой называют тепловой двигатель, состоящий из трех основных элементов: воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины (рис. 12.1). Принцип действия ГТУ сводится к следующему. Из атмосферы воздух забирают компрессором *К*, после чего при повышенном давлении его подают в камеру сгорания *КС*, куда одновременно подводят жидкое топливо топливным насосом *ТН* или газообразное топливо от газового компрессора. В камере сгорания воздух разделяется на два потока: один поток в количестве, необходимом для сгорания топлива, поступает внутрь жаровой трубы *ЖТ*; второй — обтекает жаровую трубу снаружи и подмешивается к продуктам сгорания для понижения их температуры. Процесс сгорания в камере происходит при почти постоянном давлении.

Получающийся после смешения газ поступает в газовую турбину *Т*, в которой, расширяясь, совершает работу, а затем выбрасывается в атмосферу.

Развиваемая газовой турбиной мощность частично расходуется на привод компрессора, а оставшаяся часть является полезной мощностью газотурбинной установки.

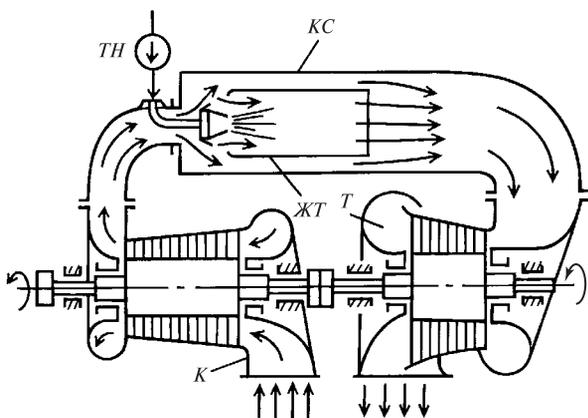


Рис. 12.1. Газотурбинная установка с горением при постоянном давлении

В отличие от паротурбинной установки (ПТУ) полезная мощность ГТУ составляет только 30—50 % мощности турбины. Долю полезной мощности можно увеличить, повысив температуру газа перед турбиной или снизив температуру воздуха, засасываемого компрессором. В первом случае возрастает работа расширения газа в турбине, во втором — уменьшается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре. Оба способа приводят к увеличению доли полезной мощности. Полезная мощность ГТУ зависит также от аэродинамических показателей проточных частей турбины и компрессора: чем меньше аэродинамические потери в турбине и компрессоре, тем большая доля мощности газовой турбины становится полезной.

Эффективность ГТУ в сравнении с другими тепловыми двигателями обнаруживается только при высокой температуре газа и высокой экономичности турбины и компрессора. Поэтому простой по принципу действия газотурбинный двигатель стали применять в промышленности позднее других тепловых двигателей, после того как был достигнут прогресс в технологии получения жаропрочных материалов и накоплены необходимые знания в области аэродинамики турбомашин.

Первые патенты с описанием устройств, относящихся по принципу действия к газотурбинному двигателю, были выданы в Англии *Джону Барберу* (1791 г.) и во Франции *Брессону* (1837 г.). По проекту Барбера для сжатия воздуха предполагалось использовать поршневой компрессор, в конструкции Брессона воздух сжимался центробежным вентилятором.

Первый газотурбинный двигатель был построен в России в 1897—1900 гг. инженером флота *П.Д. Кузьминским*. Газотурбинная установка Кузьминского состояла из поршневого компрессора, камеры сгорания и радиальной газовой турбины. Для уменьшения затраты мощности на сжатие воздуха охлаждение продуктов сгорания производилось не воздухом, а паром, который образовывался в змеевике, расположенном в камере сгорания. В это же время были изготовлены основные узлы установки, некоторые из них прошли предварительное испытание, но затем все работы были прекращены.

В 1900—1904 г. в Германии была испытана газотурбинная установка инженера *Штольце*, запатентованная им еще в 1872 г. В этой установке впервые был применен многоступенчатый осевой компрессор. В многоступенчатой турбине расширялся чистый воздух, предварительно нагретый в камере сгорания поверхностного типа — без смешения продуктов сгорания топлива и воздуха. Из-за низких КПД турбины и компрессора испытания дали отрицательный результат: установка не могла самостоятельно работать даже на холостом ходу. Конструкция агрегата Штольце интересна тем, что в основных чертах она близка к современным газотурбинным двигателям.

Неудачи первых попыток создания экономичного газотурбинного двигателя заставили искать новые пути. Было ясно, что при несовершенных компрессорах затрата мощности на сжатие воздуха слишком велика и для ее снижения необходимо уменьшать количество и давление воздуха, сжимаемого компрессором.

Возникла идея разработки газотурбинного двигателя, в котором горение топлива происходит не при постоянном давлении  $p = \text{const}$ , а при постоянном объеме  $v = \text{const}$  (рис. 12.2). Такая газотурбинная установка работает по следующему принципу. В камеру сгорания 3 через воздушный клапан 4 от компрессора 1 подаются воздух, который через газовый клапан 6 вытесняет оставшиеся продукты сгорания. При заполнении камеры воздухом открывается топливный клапан 2, через который поступает топливо. После заполнения камеры воздухом и топливом все клапаны закрываются и при помощи запального устройства 5 смесь воспламеняется. Топливо сгорает при постоянном объеме; при этом температура и давление в камере возрастают. При

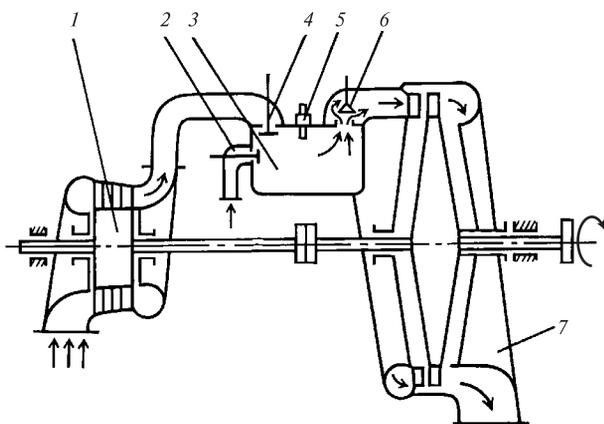


Рис. 12.2. Газотурбинная установка с горением при постоянном объеме

максимальном давлении открывается газовый клапан 6, через который продукты сгорания направляются к соплам газовой турбины 7 и, расширяясь, совершают работу. При истечении газов из камеры сгорания давление в ней падает; когда оно достигает уровня давления, создаваемого компрессором, вновь открывается воздушный клапан 4, и весь процесс повторяется.

Газотурбинная установка с горением топлива при  $v = \text{const}$  должна была иметь более высокую экономичность, так как необходимый расход воздуха и его давление при поступлении в камеру сгорания, а следовательно, и затраты мощности на привод компрессора относительно меньше, чем в установке с горением топлива при постоянном давлении  $p = \text{const}$ .

В начале XX в. было построено несколько установок, работавших по принципу  $v = \text{const}$ . Первой такой установкой была турбина русского инженера *В.В. Кароводина*, построенная и испытанная в 1908 г. в Париже. КПД двигателя составлял около 3 % при мощности 1,18 кВт (1,6 л. с.).

Большая работа по созданию газотурбинной установки, имеющей  $v = \text{const}$ , была проведена инженером *Хольцвартом*; в период 1908—1933 гг. он разработал несколько конструкций такого типа. Наиболее совершенный двигатель Хольцварта имел КПД около 18 %, мощность 2000 кВт и весьма сложную схему. Такие установки, несмотря на некоторый успех, не получили применения, так как имели существенные недостатки: сложную и мало надежную камеру сгорания с клапанным газораспределением; неэкономичную работу газовой турбины из-за пульсирующего характера потока газа, вытекающего из камер сгорания.

Данные в области аэродинамики турбомашин, накопленные при работе с установками Хольцварта и создании наддувных агрегатов для парогенераторов с топками под повышенным давлением, позволили вновь использовать цикл при  $p = \text{const}$ .

В 1939 г. в Швейцарии фирмой «Броун—Бовери» была построена газотурбинная установка с горением при  $p = \text{const}$  мощностью 4000 кВт (см. схему рис. 12.1). Установка предназначалась для привода электрического генератора на резервной электростанции в г. Невшателе и автоматически запускалась и включалась в сеть при понижении частоты в сети ниже допустимого уровня. Эта установка при температуре газов перед турбиной 550 °С имела КПД около 18 %, что являлось большим достижением и свидетельствовало о совершенстве турбины и компрессора. По данным испытаний внутренний КПД турбины равнялся 88 %, компрессора — 85 %.

Для повышения термического КПД газотурбинной установки с горением топлива при  $p = \text{const}$  большое значение имели результаты, полученные венгерским инженером *Ендрассиком* в 1937—1939 гг. при испытании газотурбинной установки мощностью 73,6 кВт (100 л.с.). Эта установка имела теплообменник (регенератор), в котором теплота газов, покидающих турбину, использовалась для подогрева воздуха перед его поступлением в камеру сгорания. При температурах газов перед турбиной 475 °С и засасываемого компрессором воздуха около 5 °С КПД установки составлял 21,2 %.

Эти результаты позволяли рассматривать газотурбинную установку как перспективный тепловой двигатель. Во многих странах была начата разработка газотурбинных двигателей различного назначения. В 1941 г. прошел испытание первый локомотив с газотурбинным двигателем; несколько позднее были предприняты попытки применения ГТУ на судах.

В 1941 г. первый полет совершил самолет с газотурбинным (турбореактивным) двигателем. Начиная с 1950 г. предпринимаются попытки использовать газотурбинный двигатель и в автомобиле.

В последние годы газотурбинная установка получает все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Причиной этого являются характерные качества газотурбинного двигателя: простота тепловой и кинематической схемы; относительная простота конструкции; малая масса, приходящаяся на единицу мощности; высокая маневренность; сравнительно простая автоматизация эксплуатации. Кроме того, в последние годы имеются значительные достижения как в области аэродинамики турбомашин, так и в разработке жаропрочных сталей и сплавов. Успехи аэродинамики и металлургии позволили поднять тепловую экономичность ГТУ до необходимого уровня и создать предпосылки для внедрения ГТУ в различные области народного хозяйства.

В ГТУ применяется газообразное и легкое жидкое топливо. При использовании жидкого топлива тяжелых сортов, содержащего вредные примеси, нужна специальная система топливподготовки для предотвращения коррозии деталей турбины под воздействием содержащихся в тяжелом топливе соединений серы и ванадия. Проблема использования твердого топлива в ГТУ находится в стадии интенсивной опытно-промышленной разработки.

Возможность применения ГТУ для различных целей демонстрируется данными табл. 12.1, где сопоставлены области применения тепловых двигателей основных типов.

ГТУ применяют также в качестве наддувных агрегатов в ДВС и в парогенераторах с топкой под повышенным давлением, а также наряду с ДВС в качестве привода всевозможных вспомогательных и резервных электрогенераторов, пожарных насосов и др.

Из приведенных в табл. 12.1 данных видно, что *ГТУ является универсальным двигателем*, имеющим различное назначение. Однако ГТУ достигли широкого применения не во всех перечисленных областях, можно назвать две области — авиацию и дальнейшее газоснабжение, где они получили преимущественное использование. В авиации газотурбинный двигатель занимает ведущее место, почти полностью вытеснив двигатель внутреннего сгорания.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов ГТУ используются в качестве двигателей для привода газоперекачивающего компрессора. Топливом служит природный газ, отбираемый из магистральной линии.

В стационарной энергетике на тепловых электрических станциях применяются газотурбинные установки различного типа и назначения. ГТУ пикового назначения работают в периоды максимума потребления электрической энергии (обычно менее 2000 ч в год). Резервные ГТУ обеспечивают собственные нужды ТЭС в период, когда основное оборудование не эксплуатируется.

Наивысшая экономичность при минимальной удельной стоимости среди всех тепловых двигателей достигнута в комбинированных парогазотурбинных установках (ПГУ). ПГУ представляет собой сочетание газотурбинных и паротурбинных установок: отходящие от ГТУ газы подаются в котел-утилизатор, где вырабатывается водяной пар, подаваемый в паровую турбину (см. гл. 13), которая

Таблица 12.1. Область применения тепловых двигателей

Область применения	ГТУ	ПТУ	ДВС
Стационарная энергетика	+	+	+
Дальнее газоснабжение	+	—	+
Металлургическая промышленность (технологический процесс)	+	+	—
Нефтяная промышленность (технологический процесс)	+	—	—
Транспорт:			
воздушный	+	—	+
водный	+	+	+
автомобильный	+	—	+
железнодорожный	+	—	+

дает дополнительную мощность, составляющую примерно половину мощности ГТУ. Подобные ПГУ получили название утилизационных ПГУ, или ПГУ-У. Лучшие из работающих ПГУ-У имеют КПД свыше 55 %, и существует тенденция повышения экономичности ПГУ-У до 60 % и более.

Одним из основных, по-видимому, наиболее перспективным способом использования твердого топлива в ГТУ является газификация твердого топлива (ГТТ) в реакторах, где это первично обработанное топливо подвергается газификации с помощью воздействия водяного пара и кислорода. Получаемый в реакторе горючий газ очищается и может быть использован как топливо в ГТУ. Объединение ГТТ с ПГУ дает возможность получить комбинированную энергетическую установку, работающую на угле, экономичность которой, по оценке, может составлять 43—44 %. Снижение экономичности этой установки по сравнению с ПГУ, работающими на газе, обусловлено тем, что при работе реактора расходуется энергия на собственные нужды (примерно 10 % мощности, вырабатываемой ПГУ). Удельные затраты на создание ПГУ с ГТТ превышают существенно затраты на ПГУ на газе и, по-видимому, выше, чем затраты на современные ПТУ на твердом топливе. Поскольку современные ПТУ имеют также и более высокую экономичность (выше 44 %), то пока использование твердого топлива в ПГУ с ГТТ не выдерживает конкуренции с применением угля в традиционных, но высокоэффективных ПТУ. Результаты сравнения ПГУ с ГТТ и эффективных ПТУ могут измениться, если учесть, что процесс ГТТ совершенствуется и в нем производится утилизация содержащейся в углях серы, что, во-первых, обеспечивает работу установок ГТТ с лучшими экологическими показателями, а во-вторых, создается безотходная технология, в которой сера является полезным дополнительным продуктом.

По состоянию на текущий период в стационарной энергетике для мощных ТЭС наилучшими энергетическими установками являются: для газообразного и легкого жидкого топлива — ПГУ (в частности, ПГУ-У); для твердого топлива — эффективные совершенные современные ПТУ.

ГТУ находят применение также в качестве теплофикационных установок. В этом случае газы из турбины направляют в специальный котел или водяной подогреватель. Уменьшение температуры уходящих газов вызывает значительное возрастание КПД установки, а сама установка оказывается проще и дешевле соответствующей паротурбинной установки (см. гл. 13).

К отраслям промышленности, где применение газовых турбин создает большие преимущества, относится доменное производство. Для работы домны требуется воздух повышенного давления, который подается в печь воздухоудувкой. Для привода воздухоудувки следует использовать газотурбинную установку, потребляющую в качестве топлива доменный газ — побочный продукт доменного производства. Сейчас на некоторых металлургических заводах работают газотурбинные воздухоудувки, опыт эксплуатации которых свидетельствует об их высокой эффективности и надежности.

На железнодорожном транспорте газотурбинные локомотивы (газотурбовозы) получили некоторое применение на линиях большой протяженности, где они имеют преимущества перед тепловозной тягой по стоимости перевозок.

Ряд газотурбинных установок эксплуатируется сейчас в торговом и военно-морском флоте, в основном на легких и сторожевых быстроходных судах, где особое значение имеют компактность и малая масса двигателя.

Газотурбинный автомобиль пока еще находится в стадии исследования экспериментальных образцов. Лучшие экспериментальные двигатели по экономичности достигли уровня современных бензиновых автомобильных двигателей при меньшей массе.

Современная тенденция в развитии ГТУ состоит в повышении начальной температуры и давления рабочих газов при простых схемных решениях. Применение жаропрочных материалов и специального охлаждения горячих деталей позволило поднять температуру рабочих газов для ГТУ различного назначения до 1250—1500 °С. Дальнейший прогресс в этой области связан с совершенствованием систем охлаждения и в первую очередь способов охлаждения рабочих лопаток газовых турбин, а также с разработкой новых жаропрочных материалов. В ближайшее десятилетие ожидаются дальнейший рост единичных мощностей энергетических ГТУ и повышение начальной температуры рабочих газов.

## 12.2. ЦИКЛ ПРОСТОЙ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

Изучение циклов газотурбинных установок начнем с простой ГТУ, основными элементами которой являются компрессор  $K$ , камера сгорания  $KC$  и турбина  $T$  (рис. 12.3).

Для упрощения анализа цикла примем, что физические свойства воздуха, проходящего через компрессор, и газов, проходящих через турбину, остаются неизменными; соответственно этому теплоемкости воздуха и газа  $c_{pв}$  и  $c_{pг}$ , а также показатели изоэн-

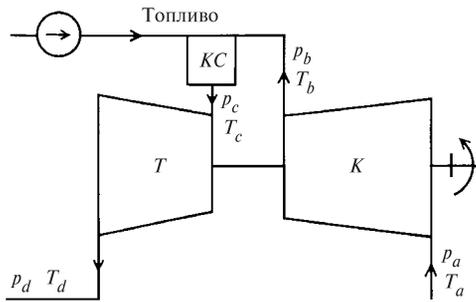


Рис. 12.3. Схема простой ГТУ

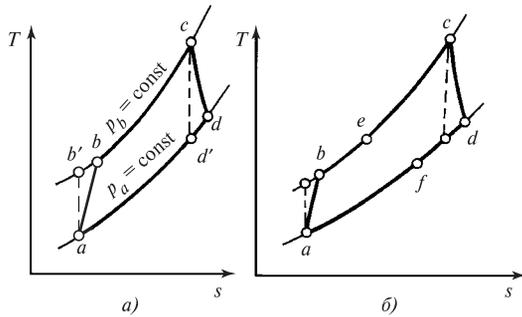


Рис. 12.4. Цикл простой ГТУ:

*a* — без регенерации; *б* — с регенерацией

тропы  $k_B$  и  $k_T$  будем считать постоянными. Погрешность, вызываемая принятыми допущениями, невелика и не влияет на принципиальные выводы.

Рассмотрим цикл ГТУ в  $T, s$ -диаграмме, показанный на рис. 12.4, *а*, без учета потерь давления в воздушном и газовом трактах. Точка *a* определяет начальные параметры воздуха перед компрессором ( $p_a, T_a$ ). Линия *ab* соответствует процессу сжатия воздуха в компрессоре до параметров  $p_b$  и  $T_b$ , а линия *ab'* — изэнтропийному сжатию до того же конечного давления  $p_b$  и температуры  $T_{b'}$ . Условимся индексом «*b*» отмечать параметры в конце изэнтропийного сжатия или расширения. Линия *bc* соответствует изобарическому подводу теплоты в камере сгорания; при этом температура воздуха возрастает от  $T_b$  до  $T_c$ . В действительности в камере сгорания имеется снижение давления вследствие гидравлических потерь, поэтому  $p_c < p_b$ . Можно принимать

$$p_c = \lambda_1 p_b, \quad (12.1)$$

где  $\lambda_1$  — коэффициент, учитывающий потери давления в воздушном тракте между компрессором и камерой сгорания и в самой камере сгорания;  $\lambda_1 = 0,97 \dots 0,98$ .

Линия *cd* изображает процесс расширения газа в турбине до давления  $p_d$ . Вследствие потерь давления в газовом тракте за турбиной  $p_d > p_a$ . Аналогично предыдущему примем

$$p_a = \lambda_2 p_d, \quad (12.2)$$

где  $\lambda_2$  — коэффициент, учитывающий потери давления в системах всасывания воздуха (перед компрессором) и выхода газов (за турбиной);  $\lambda_2 = 0,96 \dots 0,98$ .

Обозначив  $\lambda = \lambda_1 \lambda_2$ , установим зависимость между отношениями давления в компрессоре и турбине:

$$\varepsilon = p_b/p_a, \quad \delta = p_c/p_d.$$

Учитывая (12.1) и (12.2), получаем

$$\delta = \lambda \varepsilon. \quad (12.3)$$

Отметим условность изображения всего цикла ГТУ в единой  $T, s$ -диаграмме, состоящую в том, что  $T, s$ -диаграмма строго построена для одного неизменного вещества, в то время как цикл ГТУ на разных участках относится к *разным веществам*. На участке *ab* он соответствует воздуху, на линии *cd* — продуктам сгорания, на линии *bc* идет подвод теплоты в результате реакции горения топлива. Линия *da* — условное замыкание цикла. На самом деле, в точке *d* продукты сгорания выбрасываются в атмосферу, а в точке *a* другое вещество — воздух — забирается из атмосферы компрессором.

Условность изображения цикла не мешает правильно проводить количественное определение характеристик различных процессов, принимая для каждого участка цикла присущие данному веществу значения теплоемкостей.

Удельной полезной работой ГТУ называют разность

$$H = H_T - H_K, \quad (12.4)$$

где  $H_T$  — работа расширения 1 кг газа в турбине;  $H_K$  — работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре;

$$H_T = c_{pT}(T_c - T_d); \quad H_K = c_{pB}(T_b - T_a); \quad (12.5)$$

$c_{pT}$  — средняя теплоемкость газа в интервале температур  $T_c - T_d$ ;  $c_{pB}$  — средняя теплоемкость воздуха в интервале температур  $T_b - T_a$ .

Необходимо подчеркнуть, что при анализе циклов все температуры определяют по параметрам торможения.

Зависимости (12.5) можно представить через изэнтропийные разности температур, если воспользоваться выражениями для изэнтропийных

КПД компрессора  $\eta_k$  и турбины  $\eta_t^*$  ( $h$  — энтальпии газа и воздуха в соответствующих точках).

По определению

$$\left. \begin{aligned} \eta_t &= \frac{h_c - h_d}{h_c - h_{dt}} = \frac{c_{p\Gamma}(T_c - T_d)}{c'_{p\Gamma}(T_c - T_{dt})} \approx \frac{T_c - T_d}{T_c - T_{dt}}; \\ \eta_k &= \frac{h_{bt} - h_a}{h_b - h_a} = \frac{c'_{pB}(T_{bt} - T_a)}{c_{pB}(T_b - T_a)} \approx \frac{T_{bt} - T_a}{T_b - T_a}. \end{aligned} \right\} (12.6)$$

Пользуясь зависимостями (12.6), а также уравнением изоэнтропы, согласно которому

$$\left. \begin{aligned} T_{bt}/T_a &= \varepsilon^{m_B}, \quad T_c/T_{dt} = \varepsilon^{m_\Gamma}; \\ m_B &= (k_B - 1)/k_B, \quad m_\Gamma = (k_\Gamma - 1)/k_\Gamma, \end{aligned} \right\} (12.7)$$

находим температуры  $T_d$  и  $T_b$ :

$$\left. \begin{aligned} T_d &= T_c [1 - (1 - \delta^{-m_\Gamma})\eta_t], \\ T_b &= T_a [1 + (\varepsilon^{m_B} - 1)/\eta_k]. \end{aligned} \right\} (12.8)$$

С учетом (12.8) зависимости (12.5) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} H_t &= \eta_t c_{p\Gamma} T_c (1 - \delta^{-m_\Gamma}), \\ H_k &= (1/\eta_k) c_{pB} T_a (\varepsilon^{m_B} - 1). \end{aligned} \right\} (12.9)$$

Предполагается, что КПД турбины и компрессора известны. Значения КПД определяют степень совершенства проточных частей турбины и компрессора.

Удельную подведенную теплоту  $q_1$  определяют по разности энтальпий в точках  $c$  и  $b$ :

$$q_1 = (1/\eta_{к.с}) c_p (T_c - T_b), \quad (12.10)$$

где  $c_p$  — средняя теплоемкость процесса подвода теплоты в камере сгорания.

КПД камеры сгорания  $\eta_{к.с}$  учитывает неполноту сгорания топлива и потери теплоты через стенки камеры сгорания; обычно  $\eta_{к.с} = 0,97 \dots 0,99$ .

Первая важная характеристика — КПД цикла ГТУ определяется выражением

$$\eta = (H_t - H_k)/q_1 = H/q_1, \quad (12.11)$$

\* В литературе по паровым турбинам принято изоэнтропийный КПД турбины называть относительным внутренним КПД и обозначать  $\eta_{oi}$ .

которое при использовании формул (12.8) — (12.10) приобретает вид

$$\eta = \frac{\bar{c}_{p\Gamma} \tau \eta_t (1 - \delta^{-m_\Gamma}) - \bar{c}_{pB} (\varepsilon^{m_B} - 1)/\eta_k}{\tau - 1 - (\varepsilon^{m_B} - 1)/\eta_k} \eta_{к.с}, \quad (12.12)$$

где для краткости обозначим:  $\bar{c}_{p\Gamma} = c_{p\Gamma}/c_p$ ;  $\bar{c}_{pB} = c_{pB}/c_p$ ;  $\tau = T_c/T_a$ .

Целесообразность введения отношения температур  $\tau = T_c/T_a$  очевидна: КПД  $\eta$  зависит только от отношения температур, но не абсолютных их значений (если пренебречь влиянием изменения  $\bar{c}_{p\Gamma}$  и  $\bar{c}_{pB}$ , что вполне допустимо).

График зависимости (12.12) представлен на рис. 12.5. Расчеты выполнены без учета потерь в камере сгорания ( $\eta_{к.с} = 1$ ) и в воздушном и газовом трактах ( $\lambda = 1$ ); кроме того, принято  $\eta_t = 0,87$ ,  $\eta_k = 0,84$  и  $m_\Gamma = m_B = 0,275$ . С ростом параметра  $\tau$  увеличиваются максимальное значение  $\eta$  и оптимальное отношение давлений  $\varepsilon_\eta$ , т.е. такое отношение давлений, при которых КПД достигает максимального значения.

Значение оптимального отношения давлений может быть найдено аналитически из условия  $\partial\eta/\partial\varepsilon = 0$ . Однако при проектировании ГТУ всегда имеется необходимость в построении графика зависимости  $\eta = \eta(\varepsilon)$  при заданном отношении температур с целью определения экономически целесообразного

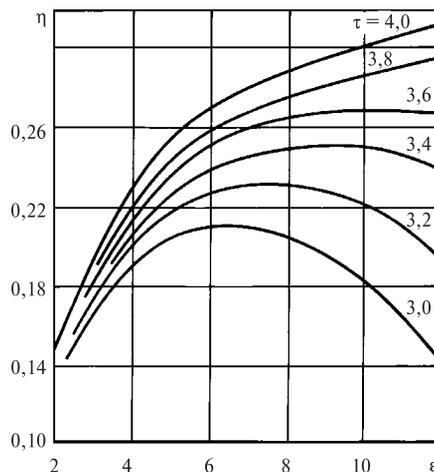


Рис. 12.5. График зависимости КПД простой ГТУ от отношения давлений и температур

отношения давлений  $\varepsilon$ . Некоторые соображения о выборе  $\varepsilon$  приведены ниже.

Второй важной характеристикой цикла служит коэффициент полезной работы, определяемый как отношение полезной работы ГТУ к работе турбины:

$$\varphi = (H_T - H_K) / H_T = H / H_T. \quad (12.13)$$

Легко убедиться, что

$$\varphi = 1 - \frac{c_{pB}}{c_{pГ}} \frac{1}{\tau \eta_T \eta_K} \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{1 - \delta^{-m_T}}.$$

Для большей наглядности примем  $\delta \approx \varepsilon$  и  $m_T \approx m_B \approx m$ . Тогда

$$\varphi \approx 1 - \varepsilon^m / (\tau \eta_T \eta_K). \quad (12.14)$$

Согласно (12.14) коэффициент полезной работы возрастает с уменьшением  $\varepsilon$  (при заданном  $\tau$ ) и с увеличением  $\tau$ ,  $\eta_T$  и  $\eta_K$ . Если коэффициент полезной работы мал, то это означает, что полезная работа цикла мала в сравнении с работой турбины и что, следовательно, большая часть работы турбины расходуется на привод компрессора. В этом случае небольшое изменение работы турбины или компрессора (вследствие, например, изменения  $\eta_T$  или  $\eta_K$ ) приводит к заметному относительному изменению полезной работы ГТУ и, следовательно, к изменению ее КПД.

Коэффициент полезной работы простой ГТУ сравнительно мал. Так, для ГТУ с  $\tau = 3,6$  и  $\varepsilon = 8$  при  $\eta_T = 0,87$  и  $\eta_K = 0,84$  значение  $\varphi = 0,37$ .

Третьей важной характеристикой цикла является удельный расход газа, кг/кДж:

$$d = G / N, \quad (12.15)$$

где  $G$  — расход газа, кг/с;  $N$  — полезная мощность ГТУ, кВт.

Удельная работа ГТУ  $H = H_T - H_K$  связана с удельным расходом  $d$  простым соотношением

$$H = d^{-1}. \quad (12.16)$$

Формулы (12.15) и (12.16) используют для определения мощности ГТУ, кВт:

$$N = G / d = GH.$$

Обе характеристики  $d$  и  $H$  определяют работоспособность 1 кг газа. Чем выше  $H$  и меньше  $d$ , тем меньший расход газа необходим для получения заданной мощности.

Используя выражение для полезной работы (12.4) и зависимости (12.9), можно доказать, что полезная работа достигает максимального значения при отношении давлений  $\varepsilon_H$  меньшем оптимального отношения  $\varepsilon_{\eta}$ .

Из изложенного очевидно, что при анализе схем ГТУ кроме КПД в качестве сравниваемых характеристик необходимо рассматривать также  $\varphi$  и  $H$ .

### 12.3. ЦИКЛ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

В простой ГТУ газы покидают турбину с высокой температурой  $T_d$  и теплота  $q_2 = c_{pГ}(T_d - T_a)$  теряется бесполезно. Это обстоятельство является основной причиной невысокой экономичности простых ГТУ. Если использовать хотя бы часть теплоты  $q_2$ , то это вызовет заметное увеличение КПД.

Одним из путей использования теплоты уходящих газов является применение теплообменных аппаратов — регенераторов, в которых уходящие газы отдают часть своей теплоты воздуху, сжатому в компрессоре.

Схема ГТУ с регенератором показана на рис. 12.6. Газы, покидающие турбину  $T$  с температурой  $T_d$ , направляются в регенератор  $P$ , где отдают часть теплоты воздуху, подаваемому в регенератор от компрессора  $K$  при температуре  $T_b$ . В регенераторе температура воздуха повышается до значения  $T_e$ , так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере сгорания, при этом уменьшается и экономичность ГТУ возрастает по сравнению с экономичностью простой ГТУ без регенерации. Температура газов в регенераторе падает до значения  $T_f$ ; при температуре  $T_f$  газы выбрасываются в атмосферу.

Процесс ГТУ с регенерацией в  $T, s$ -диаграмме изображен на рис. 12.4, б. Линия  $be$  соответствует нагреву воздуха, а линия  $df$  — охлаждению газов в регенераторе.

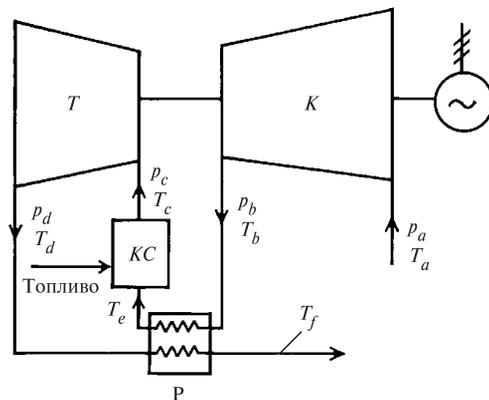


Рис. 12.6. Схема ГТУ с регенератором

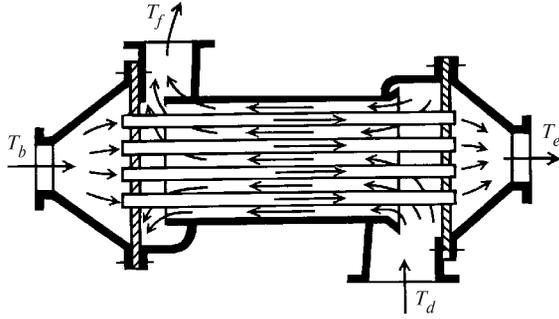


Рис. 12.7. Схема регенератора с противотоком

Схема противоточного регенератора показана на рис. 12.7. Воздух в нем проходит по трубкам, закрепленным в трубных досках, а газ движется между трубками в противоположном направлении. При одинаковых расходах и теплоемкостях газа и воздуха в идеальном (без потерь теплоты) противоточном регенераторе нагрев воздуха  $T_e - T_b$  равен снижению температуры газа, а температурный напор между газом и воздухом по всему тракту одинаков и равен температурному напору при выходе воздуха из регенератора  $T_d - T_e$ .

Сообщенное воздуху количество теплоты определяется повышением температуры воздуха в регенераторе с  $T_b$  до  $T_e$ :

$$q_v = c_{pв}(T_e - T_b).$$

Предельно возможное количество теплоты зависит от снижения температуры газов с  $T_d$  до  $T_b$ :

$$q_{\max} = c_{pг}(T_d - T_b).$$

Разумеется, в реальном регенераторе снижение температуры газов до  $T_b$  невозможно, ибо это потребовало бы бесконечно большой поверхности регенератора.

Эффективность регенератора как теплообменника оценивают *степенью регенерации*  $\sigma$ , определяемой отношением количества теплоты, переданного воздуху, к предельно возможному количеству теплоты:

$$\sigma = \frac{q_v}{q_{\max}} = \frac{c_{pв}}{c_{pг}} \frac{T_e - T_b}{T_d - T_b} \approx \frac{T_e - T_b}{T_d - T_b}. \quad (12.17)$$

Степень регенерации зависит от площади поверхности регенератора. Установим эту зависимость для регенератора с противотоком (рис. 12.7). Количество теплоты, сообщенное воздуху в единицу времени,

$$Q = kf(T_d - T_e), \quad (12.18)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи в регенераторе;  $f$  — площадь теплопередающей поверхности регенератора.

Также можно записать

$$Q = Gc_{pв}(T_e - T_b). \quad (12.19)$$

Исключая из двух последних формул  $Q$  и используя выражение (12.17), получаем после преобразований:

$$\frac{f}{G} = \frac{c_{pв}}{k} \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (12.20)$$

Выразив в последней формуле расход  $G$  через мощность  $N$  и полезную работу  $H$ , получим, что площадь поверхности регенератора, отнесенная к мощности, имеет вид

$$\frac{f}{N} = \frac{c_{pв}}{kH} \frac{\sigma}{1 - \sigma}. \quad (12.21)$$

Полученное соотношение показывает, что удельная площадь поверхности регенератора  $f/N$  зависит от степени регенерации и при  $\sigma$ , стремящемся к единице, отношение  $f/N$  неограниченно растет. Этот вывод легко понять, если учесть, что при  $\sigma = 1$  температурный напор между газом и воздухом в регенераторе обращается в нуль ( $T_e = T_d$ ). Из (12.21) следует также, что уменьшения удельной площади поверхности регенератора можно добиться путем интенсификации теплопередачи (увеличения  $k$ ) и увеличения полезной работы  $H$ . Увеличению  $H$  при заданной мощности соответствует падение расхода  $G$ , а следовательно, и количества теплоты, передаваемого в регенераторе от газа к воздуху.

Оценим влияние степени регенерации на  $\eta$  и  $H$ . Нетрудно убедиться, что формулы (12.13) и (12.4), определяющие  $\phi$  и  $H$ , останутся неизменными и при наличии регенерации. Выражение (12.11) для КПД  $\eta$ , разумеется, изменится, поскольку теперь в камере сгорания будет подводиться меньшее количество теплоты:

$$q_1 = c_p(T_c - T_e).$$

Температуру  $T_e$  определим с помощью (12.17), предполагая заданную степень регенерации  $\sigma$ :

$$T_e = T_b + (T_d - T_b)\sigma,$$

или

$$T_e = T_c \left\{ \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) + \sigma \left[ 1 - \left( 1 - \delta^{-m_\Gamma} \right) \eta_\Gamma - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) \right] \right\}. \quad (12.22)$$

Выражение для КПД получим из формул (12.11) и (12.9) с учетом последних зависимостей для  $q_1$  и  $T_c$ :

$$\eta = \eta_{к,с} \frac{\bar{c}_{p\Gamma} \eta_T (1 - \delta^{-m_\Gamma}) - 1 - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) - \bar{c}_{pB} \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\tau \eta_K}}{-\sigma \left[ 1 - \eta_T (1 - \delta^{-m_\Gamma}) - \frac{1}{\tau} \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) \right]} \quad (12.23)$$

При отсутствии регенерации  $\sigma = 0$  и (12.23) совпадает с (12.12).

Зависимость (12.23) представлена в виде графиков на рис. 12.8 для двух значений  $\tau$  и нескольких значений  $\sigma$ . Кривые  $\eta = \eta(\varepsilon)$  при  $\tau = \text{const}$  сходятся в одну точку, характерную тем, что в ней  $T_d = T_b$ . В этом случае эффект от введения регенератора равен нулю, так как газ и воздух при входе в регенератор имеют одинаковую температуру и теплообмен отсутствует. Дальнейшее увеличение  $\varepsilon$  ведет

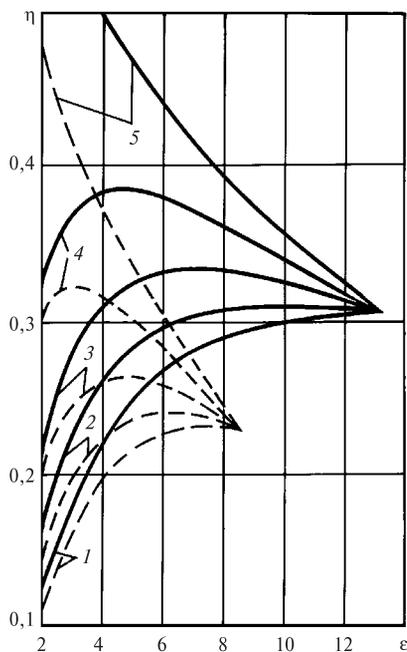


Рис. 12.8. КПД ГТУ с регенерацией при  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $m = 0,275$ :

1 —  $\sigma = 0$ ; 2 —  $\sigma = 0,2$ ; 3 —  $\sigma = 0,5$ ; 4 —  $\sigma = 0,8$ ; 5 —  $\sigma = 1$ ;  
 — — —  $\tau = 4$ ; — — — —  $\tau = 3,2$

Таблица 12.2. Влияние степени регенерации на характеристики ГТУ

Показатель	Значение $\sigma$			
	0	0,5	0,75	1,00
$\varepsilon_\eta$	11	6,17	4,12	1
$\eta, \%$	28,2	32,8	36,1	62
$\frac{\eta - \eta_{\sigma=0}}{\eta}, \%$	0	14,0	21,9	54,5

к отрицательному эффекту регенератора, так как температура воздуха, поступающего в регенератор, становится выше температуры газа на выходе из турбины ( $T_b > T_d$ ).

Из данных рис. 12.8 видно, что введение регенерации существенно увеличивает КПД цикла. Оптимальное отношение давлений  $\varepsilon_\eta$  понижается по мере роста степени регенерации. Это объясняется тем, что с увеличением  $\varepsilon$  при фиксированных значениях температур  $T_a$  и  $T_c$  уменьшается предполагаемый температурный перепад  $T_d - T_b$  в регенераторе, а следовательно, и эффективность регенерации теплоты.

Повышение экономичности ГТУ при введении регенерации теплоты при  $t_c = 800$  °С;  $t_a = 15$  °С ( $\tau = 3,73$ );  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ,  $m = 0,275$ ;  $\lambda = 1$  демонстрируется данными табл. 12.2.

Следует подчеркнуть, что приведенные данные, а также данные рис. 12.8 получены без учета гидравлического сопротивления регенератора; действительный выигрыш в КПД от применения регенерации, как будет видно из дальнейшего, значительно меньше.

Ранее отмечалось, что полезная работа простой ГТУ без регенерации достигает максимального значения при отношении давлений  $\varepsilon_H$ , меньшем оптимального. Очевидно, что значение  $\varepsilon_H$  от степени регенерации не зависит. В то же время оптимальное отношение давлений  $\varepsilon_\eta$  уменьшается с ростом регенерации. Следовательно, с ростом  $\sigma$  значения  $\varepsilon_\eta$  и  $\varepsilon_H$  сближаются, а при значительной степени регенерации  $\varepsilon_\eta < \varepsilon_H$ .

В виде иллюстрации на рис. 12.9 приведен график зависимости  $\varepsilon_\eta = f(\sigma)$  для  $\tau = 4$ . Там же для сравнения показано значение  $\varepsilon_H = 7$ . График рис. 12.9 позволяет заключить, что при обычной степени регенерации  $\sigma = 0,6 \dots 0,8$  с целью уменьшения размеров и массы ГТУ целесообразно принимать отношение давлений больше оптимального, поскольку максимальная работа ГТУ достигается при  $\varepsilon_H > \varepsilon_\eta$ .

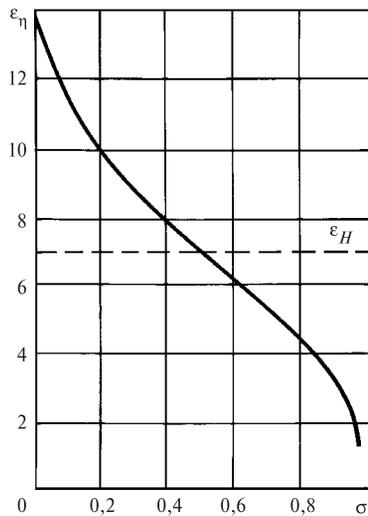


Рис. 12.9. Оптимальное отношение давлений ГТУ с регенерацией теплоты для  $\tau = 4$  (по данным рис. 12.8)

Коэффициент полезной работы  $\phi$  при введении регенерации заметно возрастает вследствие уменьшения  $\varepsilon_\eta$  [см. (12.14)].

#### 12.4. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУР $T_a$ , $T_c$ И КПД АГРЕГАТОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

При оценке влияния температур  $T_a$  и  $T_c$ , КПД турбины и компрессора, а также ряда других факторов (потерь давления в трактах, механических потерь, которые рассматриваются далее) на характеристики ГТУ необходимо иметь в виду существенную особенность ГТУ, отличающую ее от других тепловых двигателей: полезная мощность ГТУ составляет некоторую долю от мощности, развиваемой самой газовой турбиной. Эта доля определяется коэффициентом полезной работы  $\phi$ , который для газотурбинной установки равен около 0,4—0,5, т.е. значительно меньше, чем, например, для паротурбинной установки, где коэффициент полезной работы близок к единице. Чем меньше коэффициент полезной работы, тем более чувствительна установка (ее КПД и мощность) к изменению аэродинамических, механических и других потерь в ее агрегатах. Если, например, в паротурбинной установке какие-нибудь потери составляют 1 % работы расширения турбины, то полезная мощность ПТУ за счет этих потерь также снижается приблизительно на 1 %. В газотурбинной установке потеря, равная 1 %

мощности турбины, составляет  $1/\phi$  процентов полезной мощности, так что при  $\phi$ , равном, скажем, 0,4, снижение мощности ГТУ составляет 2,5 %.

По этой же причине относительное изменение температур  $T_c$  или  $T_a$  вызывает сравнительно большее относительное изменение КПД, удельной работы и коэффициента полезной работы ГТУ.

Рассмотрим теперь количественное влияние указанных факторов на  $\eta$ ,  $\phi$  и  $H$ . Ввиду достаточно сложной структуры формул удобно воспользоваться методом малых отклонений, т.е. определять изменение  $\eta$ ,  $\phi$  и  $H$  при малом изменении  $T_c$  или любого другого параметра.

**Влияние температур  $T_a$  и  $T_c$ .** Для оценки влияния  $T_a$  и  $T_c$  на КПД воспользуемся формулой (12.23) и определим частную производную  $\partial\eta/\partial\tau$ . Учитывая (12.14) и принимая для простоты  $\delta \approx \varepsilon$  и  $m_\tau \approx m_b$ , получаем

$$\frac{\partial\eta}{\partial\tau} = \frac{1 - \eta \left\{ \sigma + (1 - \sigma) / [(1 - \varepsilon^{-m}) \eta_\tau] \right\}}{\tau \phi} \eta.$$

Переходя далее к конечным малым приращениям, получаем удобную формулу, позволяющую определить относительное изменение КПД при изменении  $\tau$ :

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1 - \eta \left\{ \sigma + (1 - \sigma) / [(1 - \varepsilon^{-m}) \eta_\tau] \right\}}{\phi} \frac{\Delta\tau}{\tau}. \quad (12.24)$$

**Пример 12.1.** С учетом принятых в табл. 12.2 данных при  $\sigma = 0$  имеем:  $\varepsilon_\eta = 11$ ;  $\eta = 0,282$ . Найдя  $\phi$  по (12.14) ( $\phi = 0,290$ ) и подставив значения всех величин в (12.24), получим  $\Delta\eta/\eta = 1,12\Delta\tau/\tau$ .

В данном примере изменение  $\tau$  на 1 % вызывает соответствующее по знаку изменение КПД на 1,12 %.

Для оценки раздельного влияния  $T_a$  и  $T_c$  учтем, что  $\tau = T_c/T_a$  и, следовательно,  $\Delta\tau/\tau = \Delta T_c/T_c - \Delta T_a/T_a$ . В нашем примере  $\Delta\eta/\eta = 1,12(\Delta T_c/T_c - \Delta T_a/T_a)$ .

Если принять  $T_a = 288$  К и  $T_c = 1073$  К, то уменьшение температуры воздуха на 10 К вызывает относительное увеличение КПД на 3,9 %. Чтобы достичь такого же результата за счет изменения начальной температуры газов, потребуется увеличить  $T_c$  на 37 К.

Приведенный пример наглядно показывает целесообразность установки ГТУ в северных районах с низкой среднегодовой температурой воздуха.

Подобным способом исследуется влияние  $T_c$  и  $T_a$  на  $\varphi$  и  $H$ . Из зависимостей (12.4), (12.9) и (12.14) получаем

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \left( \frac{1}{\varphi} - 1 \right) \frac{\Delta\tau}{\tau}; \quad (12.25)$$

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{\varphi} \frac{\Delta T_c}{T_c} - \left( \frac{1}{\varphi} - 1 \right) \frac{\Delta T_a}{T_a}. \quad (12.26)$$

Для условий примера 12.1

$$\Delta\varphi / \varphi = 2,45 \Delta\tau / \tau;$$

$$\Delta H / H = 3,45 \Delta T_c / T_c - 2,45 \Delta T_a / T_a.$$

Как видно, коэффициент полезной работы и удельная работа изменяются более значительно, чем КПД. Это объясняется тем, что при повышении, например, температуры  $T_c$  растет не только работа турбины  $H_T$ , но и количество подведенной теплоты  $q_1 = c_p(T_c - T_b)$ . При понижении  $T_a$  падает  $H_K$  и растет  $H = H_T - H_K$ , но одновременно требуется подвод дополнительного количества теплоты в камере сгорания, так как с понижением  $T_a$  уменьшается температура воздуха за компрессором  $T_b$  и растет  $q_1$ .

**Влияние КПД турбины и компрессора на  $H$ ,  $\varphi$  и  $\eta$ .** Из формул (12.4), (12.14) и (12.23) при неизменных  $\tau$ ,  $\varepsilon$  найдем относительные приращения  $\Delta H/H$ ,  $\Delta\varphi/\varphi$  и  $\Delta\eta/\eta$  при изменении КПД турбины и компрессора:

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{\varphi} \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \left( \frac{1}{\varphi} - 1 \right) \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K}; \quad (12.27)$$

$$\frac{\Delta\varphi}{\varphi} = \frac{1 - \varphi}{\varphi} \left( \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K} \right); \quad (12.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\eta}{\eta} &= \frac{1 - \sigma\eta}{\varphi} \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} + \\ &+ \frac{1 - \varphi}{\varphi} [1 - (1 - \sigma)\eta] \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K}. \end{aligned} \quad (12.29)$$

Формула (12.27) подтверждает вывод о существенном влиянии потерь в турбине и компрессоре на полезную работу (мощность) ГТУ. Изменение КПД турбины или компрессора на 1 % вызывает соответственное изменение  $H$  на  $1/\varphi$  или  $1/\varphi - 1$  процентов. КПД компрессора оказывает меньшее влияние на  $H$ , чем КПД турбины, так как сама мощность компрессора меньше, чем мощность турбины, и ее изменение на 1 % ведет к меньшему изменению

полезной мощности ГТУ, чем при изменении на 1 % мощности турбины. По тем же причинам коэффициент полезной работы существенно зависит от потерь в турбине и компрессоре, что видно из (12.28).

Относительное приращение КПД, как видно из (12.29), зависит не только от  $\varphi$ , но и от степени регенерации  $\sigma$ . Влияние регенерации на  $\Delta\eta/\eta$  станет ясным, если учесть, что изменение  $\eta_T$  ведет к изменению располагаемого перепада температур  $T_d - T_b$ . Так, при уменьшении  $\eta_T$  температура за турбиной растет, вызывая увеличение располагаемой разности  $T_d - T_b$ . Это ведет к увеличению доли теплоты, передаваемой воздуху в регенераторе, и, следовательно, к снижению количества теплоты, подводимого в камере сгорания. Значит, уменьшение  $\eta_T$  ведет не только к снижению полезной работы (что вызывает снижение КПД и учитывается коэффициентом  $\varphi$ ), но одновременно служит причиной некоторого уменьшения количества теплоты, подводимого в камере сгорания, причем это уменьшение тем больше, чем больше степень регенерации. Если регенерация отсутствует, то, как легко видеть, изменение  $\eta_T$  не влияет на расход теплоты в камере сгорания. Формула (12.29) отражает влияние обоих отмеченных факторов: в первом слагаемом множитель  $1/\varphi$  учитывает изменение  $\eta$  за счет изменения полезной работы, а множитель  $1 - \sigma\eta$  характеризует влияние степени регенерации  $\sigma$ . Множитель же при  $\Delta\eta_K/\eta_K$  в (12.29) является произведением двух множителей:  $(1 - \varphi)/\varphi$ , определяющего влияние КПД компрессора на КПД ГТУ в связи с изменением полезной работы, а также  $1 - (1 - \sigma)\eta$ , отражающего влияние регенерации. Природу этого влияния можно установить, рассуждая следующим образом.

С уменьшением  $\eta_K$  (при неизменных  $T_a$  и  $\varepsilon$ ) растет температура за компрессором  $T_b$ , а следовательно, и температура за регенератором  $T_e$ . Однако увеличение  $T_e$  оказывается тем меньше, чем больше степень регенерации. Последнее утверждение легко понять, если рассмотреть предельный случай  $\sigma = 1$ , когда температура воздуха за регенератором равна  $T_d$ , т.е. вообще не зависит от  $\eta_K$ . Значит, для установок без регенерации или с малой степенью регенерации уменьшение КПД компрессора сильнее влияет на подвод теплоты в камере сгорания, чем в установках с высокой степенью регенерации. Полученные выводы полностью согласуются с формулой (12.29), из которой следует, что изменение КПД установки при изменении  $\eta_K$  на 1 % тем больше, чем меньше степень регенерации.

## 12.5. ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГАЗОВОГО И ВОЗДУШНОГО ТРАКТОВ

Как уже отмечалось, влияние потерь в воздушном и газовом трактах приводит к тому, что отношение давлений в турбине становится меньше, чем отношение давлений в компрессоре. Мерой уменьшения отношения давлений служит параметр

$$\lambda = \delta/\varepsilon.$$

Для определения  $\lambda$  газовый и воздушный тракты разбивают на несколько участков, для каждого из которых находят относительную потерю давления:

$$\xi_i = \Delta p_i/p_i, \quad (12.30)$$

где  $\Delta p_i$  — потеря давления на  $i$ -м участке;  $p_i$  — давление в начале  $i$ -го участка.

В общем случае параметр  $\lambda$  можно представить в виде произведения:

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \dots \lambda_n, \quad (12.31)$$

в котором  $\lambda_i$  — отношение давления за участком к давлению перед ним:

$$\lambda_i = (p_i - \Delta p_i)/p_i = 1 - \xi_i.$$

Таким образом,

$$\lambda = (1 - \xi_1)(1 - \xi_2) \dots (1 - \xi_n) \quad (12.32)$$

или, поскольку  $\xi_i \ll 1$ ,

$$\lambda \approx 1 - (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n) = 1 - \xi, \quad (12.33)$$

где

$$\xi = \sum_{i=1}^n \xi_i. \quad (12.34)$$

Для ГТУ с регенерацией  $\lambda \approx 0,9$ .

Влияние потерь в воздушном и газовом трактах удобно вначале проследить на значении коэффициента полезной работы  $\varphi$ . Для этой цели воспользуемся формулой (12.3). Принимая  $\delta = \lambda \varepsilon = (1 - \xi)\varepsilon$  и учитывая, что  $\xi \ll 1$ , находим

$$\delta^m \approx (1 - m\xi)\varepsilon^m.$$

Подставляя это выражение в (12.13) и принимая  $m_T = m_B = m$ , после упрощений получаем

$$\frac{\Delta\varphi}{1 - \varphi_0} = - \frac{m\xi}{\varepsilon^m - 1 - m\xi} \approx \frac{-m\xi}{\varepsilon^m - 1}. \quad (12.35)$$

В этой формуле  $\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0$ , где  $\varphi_0$  — значение  $\varphi$  при  $\xi = 0$  (т.е. при отсутствии потерь в воздушном и газовом трактах). Формула (12.35) показывает, что относительное уменьшение коэффициента полезной работы пропорционально  $\xi$  (т.е. сумме относительных потерь давления). Степень снижения коэффициента  $\varphi$  существенно зависит от отношения  $\tau = T_c/T_a$ . С ростом отношения  $\tau$  чувствительность ГТУ к влиянию потерь в тракте

интенсивно снижается, так как при этом растут  $\varepsilon^m$  и  $\varphi_0$ , а коэффициент при  $\xi$  в правой части (12.35) быстро падает.

Для определения относительного изменения КПД следует, пользуясь формулой (12.29), сравнить его значение с  $\eta_0$  — значением КПД при  $\xi = 0$  ( $\delta = \varepsilon$ ). При этом можно получить формулу, пригодную для конечных малых приращений КПД:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_0} \approx - \frac{1 - \sigma\eta_0}{1 - \sigma\eta_0\Delta} \Delta, \quad (12.36)$$

в которой  $\Delta\eta = \eta - \eta_0$ ,  $\Delta = m\xi / [(\varepsilon^m - 1)\varphi_0]$ .

На рис. 12.10 представлены построенные по (12.36) зависимости относительного КПД  $\eta/\eta_0$  от относительной потери давления  $\xi$  и начальной температуры  $t_c$  для установок без регенерации и с регенерацией ( $\sigma = 0,75$ ). Результаты получены для оптимальных условий, т.е. расчет произведен по  $\varepsilon_\eta$  для каждого значения температуры.

Снижение КПД прямо пропорционально относительной потере давления  $\xi$ .

Влияние потерь в трактах тем меньше, чем выше температура газа перед турбиной (чем выше  $\tau$ ).

Особо следует остановиться на влиянии потерь в регенераторе. Ранее было показано, что введение регенерации дает существенный выигрыш в КПД ГТУ. Однако при определении выигрыша в КПД не учитывалось весьма значительное аэродинамическое сопротивление регенератора.

Как видно из рис. 12.10, влияние потерь в схемах с регенерацией примерно такое же, как и в схемах без регенерации, если сравнение производить при одинаковых относительных потерях давления  $\xi$ . Но сами потери  $\xi$  при значительной степени регенерации в 2—3 раза больше, чем при отсутствии регенерации; следовательно, и снижение КПД, вызванное потерями в воздушном и газовом трактах, оказыва-

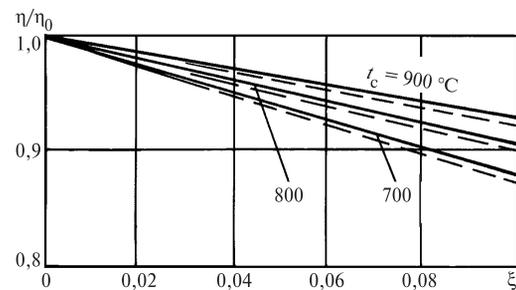


Рис. 12.10. Влияние потерь давления на КПД ГТУ при  $t_a = 15^\circ\text{C}$ ;  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $m = 0,275$ :

— без регенерации; - - - с регенерацией,  $\sigma = 0,75$

Таблица 12.3. Экономичность ГТУ в зависимости от температуры газа и степени регенерации

Показатель	Значение		
	700	800	900
$t_c, ^\circ\text{C}$	700	800	900
$\eta, \%$ , при:			
$\sigma = 0$	23,6	27,2	30,3
$\sigma = 0,75$	28,6	32,6	35,9
$\Delta q/q_0, \%$	17,5	16,5	15,6

ется в 2—3 раза больше в схемах с регенерацией, а действительный выигрыш в КПД при введении регенерации значительно меньше, чем теоретический, полученный без учета дополнительных потерь давления в регенераторе.

В табл. 12.3 сопоставлены значения КПД для схем с регенерацией ( $\sigma = 0,75$ ) и без регенерации при следующих условиях:  $t_a = 15 ^\circ\text{C}$ ;  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $m = 0,275$

Для схемы без регенерации принято  $\xi = 0,04$ ; для схемы с регенерацией —  $\xi = 0,1$ .

В последней строке табл. 12.3 представлены значения относительной экономии теплоты:

$$\Delta q/q_0 = (q_0 - q)/q_0 = \Delta\eta/\eta,$$

где  $q = 1/\eta$ ;  $q_0 = 1/\eta_0$ ;  $q, \eta$  — удельный расход теплоты и КПД схемы с регенерацией (при  $\xi = 0,1$ );  $q_0, \eta_0$  — удельный расход теплоты и КПД схемы без регенерации (при  $\xi = 0,04$ ).

Сопоставляя эти цифры с данными табл. 12.2, видим заметное снижение выигрыша от регенерации. При  $t_c = 800 ^\circ\text{C}$  действительная экономия теплоты составляет 16,5 вместо 21,9 % по данным табл. 12.2. Приведенные цифры показывают, что действительный выигрыш в экономичности вследствие применения регенерации (для  $\sigma = 0,7 \dots 0,8$ ) меньше теоретического примерно в 1,3 раза.

## 12.6. ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ И УТЕЧЕК В УПЛОТНЕНИЯХ НА КПД ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

*Механические потери* (в подшипниках, на приводе масляного насоса и др.) оказывают примерно такое же влияние на КПД, как внутренние потери в турбине и компрессоре.

При переходе к количественной оценке влияния механических потерь на КПД ГТУ запишем баланс мощностей ГТУ в виде

$$N_e = N_T - N_K - \Delta N_M,$$

где  $N_e$  — эффективная (полезная) мощность ГТУ;  $N_T$  — мощность турбины;  $N_K$  — потребляемая компрессором мощность;  $\Delta N_M$  — суммарные механические потери в ГТУ, которые можно выразить в долях от мощности турбины:  $\Delta N_M = (1 - \eta_M)N_T$  ( $\eta_M$  — условный механический КПД турбины).

Эффективный КПД ГТУ

$$\eta_e = \frac{N_e}{Gq_1} \text{ или } \eta_e = \frac{H_T - H_K}{q_1} - \frac{H_T}{q_1} (1 - \eta_M),$$

но  $(H_T - H_K)/q_1 = \eta$ , следовательно,

$$(\eta_e - \eta)/\eta = -(1 - \eta_M)/\phi. \quad (12.37)$$

Формула (12.37) показывает, что снижение КПД, вызванное механическими потерями, зависит не только от механического КПД  $\eta_M$ , но и от коэффициента полезной работы  $\phi$ . Если, например  $\eta_M = 0,99$ , то при  $\phi = 0,3$  КПД ГТУ снижается на 3,3 %. Действительно, согласно (12.37)  $(\eta_e - \eta)/\eta = -(1 - 0,99)/0,3 = -0,033$ .

Часто используют понятие «механический КПД ГТУ»  $\eta'_M$ , определяя его как отношение эффективной мощности к внутренней:  $\eta'_M = N_e/N$ . Очевидно, что между механическим КПД ГТУ и механическим КПД турбины существует простая зависимость:

$$\eta'_M = 1 - (1 - \eta_M)/\phi. \quad (12.38)$$

Подставляя цифровые данные, получаем  $\eta'_M = 1 - (1 - 0,99)/0,3 = 0,967$ . Для ГТУ большой мощности  $\eta'_M = 0,98 \dots 0,99$ .

*Утечки в уплотнениях компрессора и турбины* также оказывают заметное влияние на экономичность ГТУ. Обозначим через  $\Delta G_K$  утечку в уплотнении компрессора на напорной стороне и через  $\Delta G_T$  утечку в уплотнении турбины, а их доли от общего расхода  $G$  соответственно будут  $\alpha_K = \Delta G_K/G$  и  $\alpha_T = \Delta G_T/G$ . Для оценки влияния  $\alpha_K$  и  $\alpha_T$  существует следующая зависимость:

$$\frac{\eta - \eta_0}{\eta_0} = - \frac{\alpha_T + \alpha_K(1 - \phi)}{\phi}, \quad (12.39)$$

где  $\eta_0$  — КПД, вычисленный без учета утечек;  $\eta$  — КПД с учетом влияния утечек.

Формула (12.39) показывает, что степень влияния утечек, как и механических потерь, зависит от коэффициента полезной работы. Если, например, коэффициент утечки  $\alpha_T = 0,005$ , то при  $\phi = 1/3$  утечка вызывает снижение КПД ГТУ на 1,5 %. Значительное влияние утечек на эффективность ГТУ вынуждает уделять серьезное внимание уплотнениям турбин и компрессоров.

## 12.7. ГТУ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ И ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУХА

Газотурбинные установки, имеющие простую схему, получили наибольшее распространение именно благодаря простоте конструкции и достаточной надежности в эксплуатации.

Ценой усложнения схемы можно значительно улучшить основные характеристики ГТУ: увеличить КПД и коэффициент полезной работы; снизить удельный расход газа; поднять единичную мощность установки. Поэтому наряду с простыми ГТУ и рассмотренными установками с регенерацией теплоты строятся и разрабатываются установки с более сложными схемами, в которых применяются промежуточное охлаждение воздуха и промежуточный подогрев газа. При этом в ГТУ появляются дополнительные элементы: охладители воздуха и камеры сгорания для промежуточного подогрева. Установка может содержать несколько компрессоров и турбин, нередко располагающихся на разных валах.

Рассмотрим для примера одновальную ГТУ с регенерацией, с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха (рис. 12.11). Процесс в  $T, s$ -диаграмме показан на рис. 12.12. Все температуры и давления в различных точках схемы (см. рис. 12.11) отмечены индексами в соответствии с обозначениями точек цикла на рис. 12.12, например  $p_{a1}$ ,  $T_{a1}$  — давление и температура воздуха при входе в компрессор низкого давления (КНД). Воздух сжимается в компрессоре низкого давления КНД, а затем поступает в

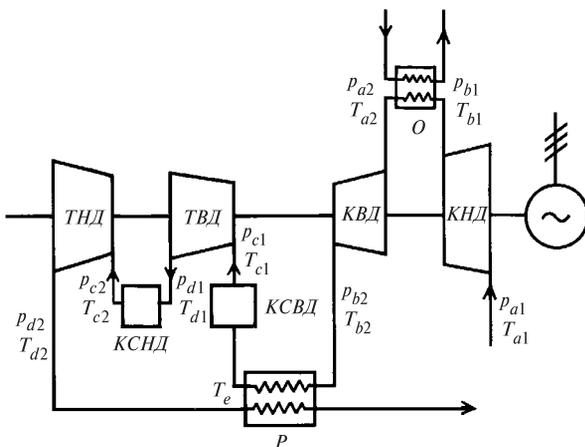


Рис. 12.11. Схема одновальной ГТУ с регенерацией, с промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха

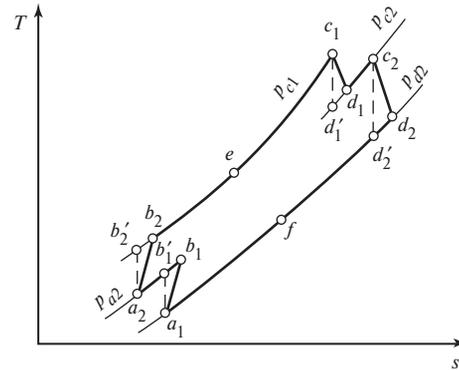


Рис. 12.12. Процесс в одновальной ГТУ с регенерацией теплоты, промежуточным подводом теплоты и промежуточным охлаждением воздуха

охладитель  $O$ , где температура воздуха понижается от  $T_{b1}$  до  $T_{a2}$ , и далее сжимается в компрессоре высокого давления КВД. Охлаждение воздуха обычно осуществляется водой, подаваемой насосом в охладитель поверхностного типа. Из КВД воздух поступает в регенератор  $P$  и далее в камеру сгорания высокого давления КСВД, где температура газа повышается до  $T_{c1}$ . Затем газ расширяется в турбине высокого давления ТВД и направляется в камеру сгорания низкого давления КСНД, куда подается также топливо. Дополнительное сжигание топлива в КСНД не вызывает затруднений ввиду большого избытка воздуха в газах, выходящих из ТВД. Далее газ с температурой  $T_{c2}$  поступает в турбину низкого давления ТНД, а затем — в регенератор (или выбрасывается в атмосферу, если регенератор отсутствует). Процесс в  $T, s$ -диаграмме в особых пояснениях не нуждается. Отметим лишь, что линия  $b_1 a_2$  изображает процесс в охладителе, а линия  $d_1 c_2$  — в КСНД.

На рис. 12.13 показана схема двухвальной установки с двухкратным охлаждением воздуха и одним промежуточным подводом теплоты. На свободном валу ротор ТВД приводит во вращение роторы компрессоров среднего и низкого давлений КСД и КНД. На силовом валу ротор турбины ТНД вращает роторы КВД и генератора электрического тока.

Если установка имеет  $s$  компрессоров с промежуточными охладителями и  $n$  турбин с камерой сгорания перед каждой, то КПД ГТУ и коэффициент полезной работы определяются выражениями:

$$\eta = \left( \sum_1^n H_T - \sum_1^s H_K \right) / \sum_1^n q_1; \quad (12.40)$$

$$\phi = 1 - \sum_1^s H_K / \sum_1^n H_T, \quad (12.41)$$

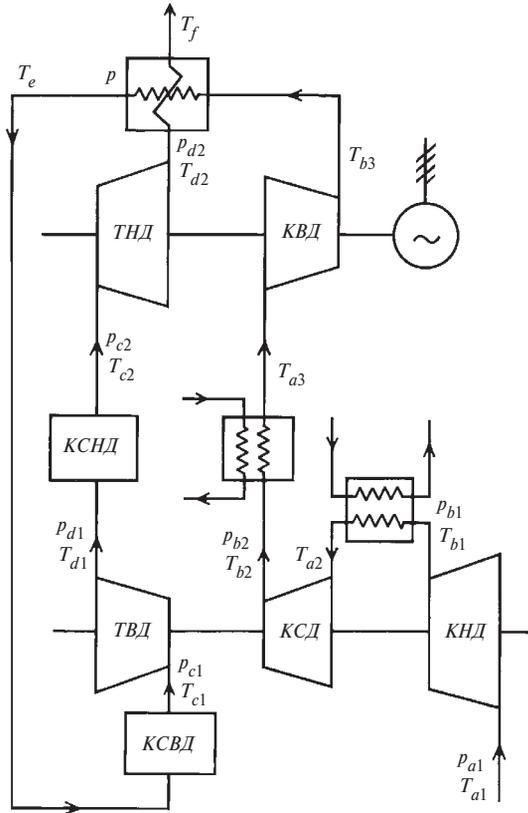


Рис. 12.13. Схема двухвальной ГТУ с регенерацией теплоты, с одним промежуточным подводом теплоты и двухкратным промежуточным охлаждением воздуха

где  $\sum_1^n H_T$  — сумма работ всех турбин, входящих

в ГТУ;  $\sum_1^s H_K$  — сумма работ всех компрессоров;

$\sum_1^n q_1$  — сумма расходов теплоты во всех камерах сгорания.

В частном случае для ГТУ с одним промежуточным подводом теплоты и одним промежуточным охлаждением воздуха (например, для ГТУ, схема которой приведена на рис. 12.11), т.е. для  $n = s = 2$ , из общего выражения (12.40) получаем

$$\eta = \frac{(1 - \delta_1^{-m_r}) \eta_{T1} + \tau_c (1 - \delta_2^{-m_r}) \eta_{T2} - \tau_c - \frac{1}{\tau_2} + (1 - \delta_1^{-m_r}) \eta_{T1} - \frac{\varepsilon_2 - 1}{\tau_2 \eta_{K2}}}{\tau_c - \frac{1}{\tau_2} + (1 - \delta_1^{-m_r}) \eta_{T1} - \frac{\varepsilon_2 - 1}{\tau_2 \eta_{K2}}}$$

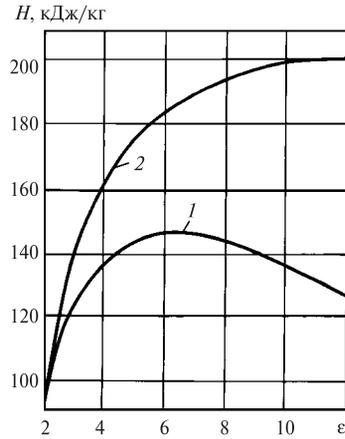


Рис. 12.14. Влияние охлаждения на полезную работу ГТУ при  $t_c = 800$  °С;  $t_a = 15$  °С;  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $m = 0,275$ ;  $c_p = 1,05$  кДж/(кг · К)

$$\frac{\frac{m_B - 1}{\varepsilon_1 \eta_{K1}} - \frac{m_B - 1}{\varepsilon_2 \eta_{K2}}}{\tau_1 \eta_{K1} - \frac{1}{\tau_2} - \frac{m_B - 1}{\tau_2 \eta_{K2}}},$$

$$- \sigma \left[ \tau_c - \tau_c (1 - \delta_2^{-m_r}) \eta_{T2} - \frac{1}{\tau_2} - \frac{m_B - 1}{\tau_2 \eta_{K2}} \right]$$

где  $\tau_1 = T_{c1}/T_{a1}$ ;  $\tau_2 = T_{c1}/T_{a2}$ ;  $\tau_c = T_{c2}/T_{c1}$ ;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — отношения давлений в ТВД и ТНД;  $\eta_{T1}$  и  $\eta_{T2}$  — КПД ТВД и ТНД;  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  — отношения давлений в КНД и КВД;  $\eta_{K1}$  и  $\eta_{K2}$  — КПД КНД и КВД.

Анализ сложных схем ГТУ и расчеты позволяют сделать следующие выводы:

1) введение промежуточного охлаждения вызывает уменьшение работы компрессора высокого давления и, как следствие, увеличение полезной работы  $H$  и коэффициента полезной работы. Иллюстрацией служит рис. 12.14, на котором представлена зависимость  $H(\varepsilon)$  для ГТУ без охлаждения (кривая 1) и с одним промежуточным охладителем при  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$  (кривая 2). Особенно существенно увеличение полезной работы при больших отношениях давлений. Например, при  $\varepsilon = 11$  у простой ГТУ  $H = 130$  кДж/кг, а у ГТУ с одним промежуточным охладителем  $H = 200$  кДж/кг, т.е. на 54 % больше. В то же время введение охлаждения вызывает снижение энтальпии воздуха за компрессором. Поэтому в ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха подведенное количество теплоты  $q_1$  больше, чем в простой ГТУ.

Расчеты, однако, показывают, что при обычных КПД турбины и компрессора (около 85—90 %) применение охлаждения вызывает увеличение КПД

Таблица 12.4. Характеристики различных типов ГТУ

Тип ГТУ	$\varepsilon_{\eta}$	$\varepsilon_{\eta 1}$	$\varepsilon_{\eta 2}$	$\delta_{\eta 1}$	$\delta_{\eta 2}$	$H$ , кДж/кг	$\varphi$	$\eta$ , %
Простая ГТУ	11,0	—	—	—	—	137	0,291	28,2
С промежуточным охлаждением	17,0	2,27	7,50	—	—	173	0,327	31,0
С промежуточным подводом теплоты	18,0	—	—	2,12,	8,50	181	0,294	31,8
С промежуточным охлаждением и промежуточным подводом теплоты	38,4	2,90	13,23	2,9	13,23	252	0,339	36,0

ГТУ на несколько процентов. В ГТУ с регенерацией теплоты температура воздуха перед камерой сгорания почти не зависит от охлаждения, поэтому охлаждение всегда вызывает возрастание КПД.

Одним из важных следствий промежуточного охлаждения является увеличение оптимального отношения давлений как в ГТУ без регенерации теплоты, так и при наличии регенератора. В качестве примера на рис. 12.15 приведены графики зависимости КПД ГТУ без регенерации теплоты при отсутствии охлаждения (кривая 1) и с промежуточным охлаждением (при оптимальном промежуточном давлении) (кривая 2). Введение охлаждения вызвало увеличение оптимального отношения давлений от  $\varepsilon_{\eta} = 11$  до  $\varepsilon_{\eta} = 17$ . В этом случае кривая 2 имеет пологий характер;

2) введение промежуточного подвода теплоты приводит качественно к тем же последствиям, что и введение промежуточного охлаждения: увеличиваются полезная работа, КПД и оптимальное отношение давлений. Одновременное применение промежуточного охлаждения и промежуточного подвода теплоты вызывает дальнейшее возрастание  $H$ ,  $\eta$  и  $\varepsilon_{\eta}$ .

Представление о влиянии усложнения ГТУ без регенерации теплоты на ее показатели при усло-

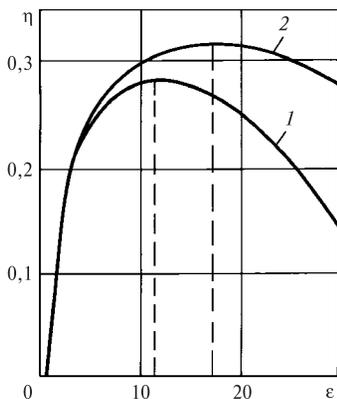


Рис. 12.15. Влияние промежуточного охлаждения на КПД ГТУ без регенерации теплоты при  $t_c = 800$  °С;  $t_{a1} = t_{a2} = 15$  °С;  $\lambda = 1$

виях:  $\tau = 3,73$  ( $t_c = 800$  °С,  $t_a = 15$  °С);  $\eta_T = 0,87$ ;  $\eta_K = 0,84$ ;  $\sigma = 0$ ;  $c_p = 1,05$  кДж/(кг · К);  $\xi = 0$  дает табл. 12.4. Согласно данным таблицы, переход от простой ГТУ к ГТУ с промежуточным охлаждением и промежуточным подводом теплоты вызывает возрастание КПД с 28,2 до 36 % (без учета потерь в газовом и воздушном трактах), т.е. на 22 % (относительных). С учетом потерь в трактах и при условии  $t_{a2} = 27$  °С соответствующее увеличение составляет 21 %.

Применение промежуточного охлаждения и промежуточного подвода теплоты в схеме с регенерацией ведет также к улучшению показателей ГТУ, в частности, как показывают расчеты, КПД схемы с регенерацией ( $\sigma = 0,75$ ) возрастает от 32,6 (см. табл. 12.3 при  $\xi = 0,10$ ) до 38 %. Последняя цифра относится к схеме, приведенной на рис. 12.11, при следующих данных:  $t_{c1} = t_{c2} = 800$  °С;  $t_{a1} = 15$  °С;  $t_{a2} = 27$  °С;  $\varepsilon_{\eta} = 9,16$ ;  $\varepsilon_{\eta 1} = 2,48$ ;  $\varepsilon_{\eta 2} = 3,69$ ;  $\delta_{\eta 1} = 2,10$ ;  $\delta_{\eta 2} = 3,75$ ;  $\xi = 0,14$ . Как видно, приращение КПД составляет 14 %, т.е. меньшее значение, чем в предыдущем случае.

Дальнейшее увеличение числа ступеней охлаждения и подогрева ведет к возрастанию КПД  $\eta$ , оптимального отношения давлений  $\varepsilon_{\eta}$ , работы  $H$  и коэффициента полезной работы  $\varphi$ . Однако усложнение схемы ГТУ увеличивает капитальные затраты на ее сооружение. Поэтому оптимальная схема выбирается из технико-экономических расчетов, основанных, например, на минимизации приведенных затрат.

## 12.8. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПРОСТОЙ ГТУ

В предыдущем изложении при определении характеристик ГТУ:  $H_T$ ,  $H_K$ ,  $\varphi$ ,  $\eta$ ,  $N$  — не учитывались особенности подвода теплоты в камере сгорания, влияния вида топлива и коэффициента избытка воздуха на энтальпию рабочих газов, поступающих в газовую турбину.

Рассмотрим расчет тепловой схемы простой ГТУ (см. рис. 12.3) с учетом этих особенностей. Составим уравнение теплового баланса камеры сгорания:

$$G_T h_c = G_K h_b + BK_T \eta_{K.C} + Bh_{TP}, \quad (12.42)$$

где  $G_T$  — расход газов, покидающих камеру сгорания;  $h_c$  — энтальпия продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания;  $G_K$  — расход воздуха на входе в камеру сгорания;  $h_b$  — энтальпия воздуха за компрессором или при входе в камеру сгорания;  $B$  — расход топлива, подаваемого в камеру сгорания насосом (жидкое) или газовым компрессором (газообразное);  $K_T$  — теплота сгорания топлива, т.е. количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг топлива;  $h_{TP}$  — энтальпия топлива.

В левой части (12.42) находится полное количество теплоты, выходящее из камеры сгорания, в правой части — сумма количеств теплоты, вносимых в камеру сгорания воздухом и топливом, а также количества теплоты, выделяющегося в результате реакции горения топлива.

При расчетах тепловых процессов в сжигающих устройствах, в частности в камерах сгорания ГТУ, принимается, что  $K_T$  — величина постоянная для данного топлива, определяемая экспериментально при стандартной начальной температуре (обычно 25 °С) смеси топлива и окислителя (воздуха). Значение  $K_T$  зависит от состава топлива,  $K_T$  несколько различаются для газообразных топлив различных месторождений, однако это различие слабо влияет на основные характеристики ГТУ, за исключением расхода топлива  $B$ . Последний для ГТУ данной мощности и параметров в зависимости от  $K_T$  находят по условию:  $BK_T \approx \text{const}$ .

Различают «высшую»  $Q_B$  и «низшую»  $Q_H$  теплоту сгорания, при этом может быть  $K_T = Q_B$  или  $K_T = Q_H$ . Соотношение между  $Q_H$  и  $Q_B$  следующее:

$$Q_H = Q_B - 229H, \quad (12.43)$$

где  $H$  — массовая доля водорода в топливе, %;  $Q_H$  и  $Q_B$ , кДж/кг.

Вычитаемый член в (12.43) представляет теплоту испарения водяного пара, который образуется при сгорании водорода в топливе. Применение  $Q_H$  в тепловом балансе обосновывается тем, что продукты сгорания выбрасываются в атмосферу при таких температурах, при которых водяные пары полностью остаются в газовой фазе. Поэтому тепловой эффект сжигания топлива меньше  $Q_B$  на значение теплоты испарения водяных паров, откуда и выводится условие (12.43).

При использовании теплового баланса в виде (12.42) условно принимают  $K_T = Q_H$ , а энтальпию водяного пара, входящую в  $h_c$ , определяют для идеально-газового состояния, т.е. без учета теплоты испарения. При этом энтальпии веществ отсчитывают от их значений при стандартной температуре,

т.е.  $h_c, h_b, h_{TP}$  — разности энтальпий при соответствующих температурах и энтальпий при стандартной температуре (при  $t_0 = 25$  °С).

Расчет затраченной теплоты по  $Q_H$  и без учета теплоты парообразования в энтальпии  $h_c$  дает завышенное значение КПД ГТУ, так как в действительности при сжигании 1 кг топлива в камере сгорания выделяется количество теплоты, близкое к значению  $Q_B$ .

Пересчет КПД на  $Q_B$  производится по следующей приближенной зависимости:

$$\eta^{(B)} = \eta Q_H / Q_B,$$

где  $\eta$  — КПД ГТУ, определяемый по принятой методике;  $\eta^{(B)}$  — КПД, отнесенный к высшей теплотворной способности, учитывающий потерю теплоты парообразования водяных паров с уходящими газами.

Отметим, что определение КПД ГТУ по данным § 12.1—12.7 соответствует значению  $\eta$ , т.е. расчету по  $Q_H$ . Это следует из того, что подведенное количество теплоты  $q_1$  в расчетах § 12.1—12.7 определяется по теплоемкости и энтальпии газа в идеально-газовом состоянии, т.е. без учета теплоты образования водяных паров.

Между расходами  $G_T, G_K$  и  $B$  существуют следующие очевидные соотношения:

$$G_K = \alpha L_0 B; \quad G_T = (1 + \alpha L_0) B, \quad (12.44)$$

где  $L_0$  — количество воздуха, минимально необходимое для полного сжигания 1 кг топлива, кг/кг;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха, т.е. отношение действительного количества воздуха, подаваемого в камеру сгорания для сжигания 1 кг топлива, к минимально необходимому его количеству.

Величина  $L_0$  есть характеристика, зависящая только от состава топлива. Для различных месторождений газа значения  $L_0$  различаются мало. Поскольку при проектировании ГТУ нужно учитывать, что она должна быть приспособлена для сжигания любого газообразного топлива, а в ряде случаев и для сжигания легких жидких топлив, то целесообразно рассматривать некоторое стандартное топливо, на использование которого и следует создавать ГТУ. За такое топливо принимают условное топливо, называемое стандартным углеводородом. Стандартный углеводород имеет следующий массовый состав: углерода С — 85 %; водорода Н — 15 %.

Для стандартного углеводорода имеются следующие характеристики:

$$Q_B = 47\,700 \text{ кДж/кг}; \quad Q_H = 44\,300 \text{ кДж/кг};$$

$$L_0 = 15 \text{ кг/кг}.$$

Продукты сгорания топлива, выходящие из камеры сгорания, можно рассматривать как смесь так называемых «чистых» продуктов сгорания, получаемых в результате сжигания топлива без избытка воздуха, и добавочного воздуха. В результате сжигания 1 кг топлива получается  $1 + L_0$  чистых продуктов сгорания, кг/кг, и  $(\alpha - 1)L_0$  добавочного воздуха, кг/кг.

Энтальпию смеси  $h_c$  при температуре  $T_c$  представим в виде:

$$h_c = \frac{1 + L_0}{1 + \alpha L_0} h_{п.с} + \frac{(\alpha - 1)L_0}{1 + \alpha L_0} h_b, \quad (12.45)$$

где  $h_{п.с}$ ,  $h_b$  — энтальпии чистых продуктов сгорания и воздуха при температуре  $T_c$ .

В табл. 12.5 представлены значения энтальпий чистых продуктов сгорания ( $\alpha = 1$ ) стандартного

углеводорода и воздуха в зависимости от температуры. Пользуясь таблицей, можно найти энтальпию продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, но при этом необходимо определить коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ .

Для его определения воспользуемся уравнением теплового баланса (12.42). Подставив в (12.42) правые части (12.44) и (12.45) и сократив все члены на общий множитель  $B$ , решим уравнение относительно  $\alpha$  и получим

$$\alpha = \frac{K_T \eta_{к.с} + L_0 h_b + h_{т.п} - (1 + L_0) h_{п.с}}{L_0 (h_b - h_b)}. \quad (12.46)$$

При расчете тепловой схемы простой ГТУ [без учета охлаждения деталей газовой турбины (влияние охлаждения см. далее)] исходными величинами, заданными или принимаемыми по оценке, являются:

Таблица 12.5. Удельная изобарная теплоемкость и энтальпия сухого воздуха и продуктов сгорания углеводородного топлива (85 % углерода и 15 % водорода)

$t, ^\circ\text{C}$	$T, \text{K}$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	$\bar{c}_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$	$t, ^\circ\text{C}$	$T, \text{K}$	$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	$\bar{c}_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	$h, \text{кДж}/\text{кг}$
Сухой воздух; $R = 0,28699 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ; $\mu = 28,97 \text{ кг}/\text{кмоль}$					Продукты сгорания; $\alpha = 1$ ; $R = 0,2901 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ ; $\mu = 28,66 \text{ кг}/\text{кмоль}$				
0	273	1,0028	1,0028	0	0	273	1,0660	1,0660	0
25	298	1,0038	1,0032	25,08	25	298	1,0718	1,0689	26,77
50	323	1,0053	1,0038	50,19	50	323	1,0776	1,0718	53,59
100	373	1,0098	1,0056	100,56	100	373	1,0900	1,0778	107,78
150	423	1,0163	1,0080	151,21	150	423	1,1031	1,0840	162,60
200	473	1,0244	1,0111	202,22	200	473	1,1172	1,0905	218,10
250	523	1,0339	1,0147	253,67	250	523	1,1320	1,0973	274,33
300	573	1,0445	1,0187	305,61	300	573	1,1475	1,1044	331,31
350	623	1,0559	1,0232	358,13	350	623	1,1634	1,1117	389,08
400	673	1,0677	1,0281	411,22	400	673	1,1795	1,1191	447,65
450	723	1,0798	1,0331	464,91	450	723	1,1956	1,1267	507,03
500	773	1,0918	1,0384	519,20	500	773	1,2116	1,1344	567,20
550	823	1,1036	1,0438	574,09	550	823	1,2272	1,1422	628,19
600	873	1,1150	1,0493	629,58	600	873	1,2423	1,1499	689,93
650	923	1,1258	1,0547	685,58	650	923	1,2568	1,1576	752,41
700	973	1,1361	1,0602	742,13	700	973	1,2707	1,1651	815,60
750	1023	1,1457	1,0656	799,17	750	1023	1,2839	1,1726	879,47
800	1073	1,1546	1,0709	856,68	800	1073	1,2964	1,1800	943,98
850	1123	1,1629	1,0760	914,62	850	1123	1,3083	1,1872	1009,10
900	1173	1,1707	1,0811	972,97	900	1173	1,3195	1,1942	1074,80
950	1223	1,1779	1,0860	1031,68	950	1223	1,3302	1,2011	1141,04
1000	1273	1,1846	1,0907	1090,75	1000	1273	1,3403	1,2078	1207,81
1050	1323	1,1909	1,0954	1150,14	1050	1323	1,3499	1,2143	1275,02
1100	1373	1,1969	1,0998	1209,83	1100	1373	1,3590	1,2207	1342,79
1150	1423	1,2025	1,1042	1269,82	1150	1423	1,3676	1,2269	1410,96
1200	1473	1,2079	1,1084	1330,08	1200	1473	1,3758	1,2330	1479,55
1250	1523	1,2130	1,1125	1390,60	1250	1523	1,3835	1,2388	1548,53
1300	1573	1,2178	1,1165	1451,36	1300	1573	1,3908	1,2444	1617,91
1350	1623	1,2223	1,1204	1512,36	1350	1623	1,3976	1,2498	1687,69
1400	1673	1,2265	1,1242	1573,60	1400	1673	1,4040	1,2550	1767,87

электрическая мощность  $N_э$ , кВт;  
 температура газов перед газовой турбиной  $T_c$ , К;  
 температура воздуха на входе в компрессор  $T_a$ , К;  
 отношение давлений компрессора  $\varepsilon = p_b/p_a$ ;  
 коэффициент потерь давления  $\lambda = \delta/\varepsilon$ ;  
 коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания  $\eta_{к.с}$ ;  
 механический КПД турбины  $\eta_M$ ;  
 КПД электрического генератора  $\eta_{э.г}$ ;  
 характеристики топлива:  $K_T$ , кДж/кг;  $L_0$ , кг/кг;  
 $h_{ТП}$ , кДж/кг;  
 изоэнтальпийный КПД турбины  $\eta_T$ ;  
 изоэнтальпийный КПД компрессора  $\eta_K$ ;  
 характеристики чистых продуктов сгорания и воздуха, приведенные в табл. 12.5;  
 коэффициент утечек  $\alpha_y$ .

Расчет тепловой схемы ГТУ производят в следующем порядке.

1. Определяют параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре  $c_{pB}$  и  $m_B$ . По первому приближению принимают  $m_B = R_B/c_{pB} \approx 0,28$ . По второй формуле (12.8) находят температуру  $T_b$  воздуха в конце процесса сжатия в компрессоре, по ней, пользуясь табл. 12.5, определяют энтальпию  $h_b = h'_b(t_b) - h'_b(25)$ , а по  $T_a$  — начальную энтальпию воздуха при входе в компрессор  $h_a = h'_b(t_a) - h'_b(25)$  (не следует смущаться, что  $h_a$  будет отрицательной, если  $t_a < 25$  °С).

Находят среднюю теплоемкость воздуха при сжатии его в компрессоре по формуле

$$c_{pB} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a}, \quad (12.47)$$

после чего уточняют значение  $m_B$ :

$$m_B = \frac{R_B}{c_{pB}} = \frac{0,287}{c_{pB}}, \quad (12.48)$$

а также значения температуры  $T_b$  в конце процесса сжатия в компрессоре по формуле (12.8) и  $h_b$  по табл. 12.5.

2. Коэффициент  $\alpha$  рассчитывают по формуле (12.46), предварительно определив по табл. 12.5 все необходимые энтальпии по известным параметрам  $T_c$  и  $T_b$ .

3. Энтальпию газа перед турбиной находят по (12.45).

4. Определяют параметры процесса расширения газа в турбине, для чего, предварительно задавшись значением  $m_T$ , например  $m_T \approx 0,25$ , вычис-

ляют температуру газа  $T_d$  за турбиной по первой формуле (12.8), затем находят энтальпию газа  $h_d$  за турбиной, используя табл. 12.5 и формулу (12.45), где энтальпии  $h_{п.с}$  и  $h_B$  определяются для температуры  $T_d$ . Среднюю теплоемкость газа в процессе расширения рассчитывают по формуле

$$c_{pT} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d}. \quad (12.49)$$

Уточненное значение  $m_T$  находят как  $m_T = R_T/c_{pT}$ . Газовая постоянная, кДж/кг, продуктов сгорания

$$R_T = \frac{8,314}{\mu_T}, \quad (12.50)$$

где молекулярная масса продуктов сгорания

$$\mu_T = \mu_B r_B + \mu_{п.с}(1 - r_B), \quad (12.51)$$

здесь  $\mu_B$ ,  $\mu_{п.с}$  — молекулярные массы воздуха и чистых продуктов сгорания (см. табл. 12.5); объемная доля воздуха в продуктах сгорания

$$r_B = \frac{q(\alpha - 1)}{1 + q(\alpha - 1)}; \quad q = \frac{\mu_{п.с}}{\mu_B} \frac{L_0}{1 + L_0}. \quad (12.52)$$

Зная  $m_T$ , находят уточненное значение  $T_d$  по первой формуле (12.8), энтальпию  $h_d$  за газовой турбиной по (12.45), где энтальпии  $h_{п.с}$  и  $h_B$  определяют по уточненной температуре  $T_d$ , используя табл. 12.5.

5. Работа расширения 1 кг газа в турбине

$$H_T = h_c - h_d. \quad (12.53)$$

6. Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре,

$$H_K = h_b - h_a.$$

7. Расход газа через турбину из уравнения мощности ГТУ

$$G_T = N_e/H_e,$$

где

$$N_e = N_э/\eta_{э.г}; \quad H_e = H_T \eta_M - bH_K; \quad (12.54)$$

$$b = \alpha L_0(1 + \alpha_y)/(1 + \alpha L_0); \quad (12.55)$$

здесь  $\alpha_y$  — коэффициент, характеризующий дополнительные расходы воздуха на утечки через уплотнения компрессора и турбины; обычно  $\alpha_y = 0,005 \dots 0,02$ .

8. Расход воздуха, подаваемого компрессором,

$$G'_K = G_K(1 + \alpha_y) = bG_T. \quad (12.56)$$

9. Расход топлива

$$B = G_T/(1 + \alpha L_0). \quad (12.57)$$

10. Мощность, развиваемая газовой турбиной,

$$N_T = G_T H_T. \quad (12.58)$$

11. Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_K = G'_K H_K. \quad (12.59)$$

12. Коэффициент полезной работы

$$\varphi = N_e / N_T = 1 - bH_K / H_T. \quad (12.60)$$

13. Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД)

$$\eta_{э} = G_T H_e \eta_{э.г} / (BK_T). \quad (12.61)$$

Если турбина рассчитана на базовый или полупиковый режим эксплуатации, то ГТУ без охлаждения сопловых и рабочих лопаток могут быть сооружены при температуре перед турбиной не выше 750—850 °С. Современные ГТУ, как правило, выполняются с развитой системой воздушного охлаждения сопел, рабочих лопаток, роторов и элементов статора.

## 12.9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПРОСТОЙ ГТУ

**Пример 12.2.** Для расчета тепловой схемы простой ГТУ заданы или приняты по оценке следующие исходные величины:

электрическая мощность  $N_э = 100$  МВт;

температура газов перед турбиной  $t_c = 1200$  °С;

температура воздуха на входе в компрессор  $t_a = 15$  °С;

отношение давлений компрессора  $\varepsilon = p_b / p_a = 16$ ;

коэффициент потерь давления  $\lambda = \delta / \varepsilon = 0,95$ ;

коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания  $\eta_{к.с} = 0,995$ ;

механический КПД турбины  $\eta_m = 0,995$ ;

КПД электрического генератора  $\eta_{э.г} = 0,982$ ;

изоэнтروпийный КПД турбины  $\eta_T = 0,88$ ;

изоэнтропийный КПД компрессора  $\eta_K = 0,86$ ;

коэффициент утечек  $\alpha_y = 0,005$ .

В качестве топлива принимаем стандартный углеводород (С = 85 %, Н = 15 %), имеющий следующие характеристики:

теплота сгорания  $K_T = 44\,300$  кДж/кг;

минимально необходимое количество воздуха для полного сжигания 1 кг газа  $L_0 = 15$  кг/кг.

1. Определяем параметры процесса сжатия воздуха в компрессоре.

По значению  $R_B = 0,287$  кДж/(кг·К) и  $m_B = 0,28$  находим  $c_{pB} = R_B / m_B = 0,287 / 0,28 = 1,025$  кДж/кг.

По формуле (12.8) рассчитываем температуру за компрессором:

$$T_b = T_a \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right) = 288 \left( 1 + \frac{16^{0,28} - 1}{0,86} \right) = 680,98 \text{ К} = 407,98 \text{ °С}.$$

Пользуясь табл. 12.5, находим энтальпии:

$$h_b = h'_B(407,98) - h'_B(25) = 419,78 - 25,08 = 394,7 \text{ кДж/кг};$$

$$h_a = h'_B(15) - h'_B(25) = 15,05 - 25,08 = -10,03 \text{ кДж/кг}.$$

Вычисляем среднюю теплоемкость воздуха в процессе сжатия:

$$c_{pB} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{394,7 + 10,03}{407,98 - 15} = 1,0299 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Уточняем значение  $m_B$

$$m_B = \frac{R_B}{c_{pB}} = \frac{0,287}{1,0299} = 0,2787,$$

температура за компрессором

$$T_b = 258 \left( 1 + \frac{16^{0,2787} - 1}{0,86} \right) = 678,36 \text{ К} = 405,36 \text{ °С}.$$

Уточняем значение  $h_b$ :

$$h_b = h'_B(405,36) - h'_B(25) = 416,98 - 25,08 = 391,9 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем  $\alpha$  по (12.46), при этом предварительно находим, пользуясь табл. 12.5:

$$h_B = h'_B(1200) - h'_B(25) = 1330,08 - 25,08 = 1305,0 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{п.с} = h'_{п.с}(1200) - h'_{п.с}(25) = 1479,55 - 26,77 = 1452,78 \text{ кДж/кг}.$$

Подставляя все значения в правую часть (12.46) (полагая  $h_{тп} = 0$ ), получаем

$$\alpha = \frac{44\,300 \cdot 0,995 + 15 \cdot 1305,0 - 16 \cdot 1452,78}{15(1305,0 - 391,9)} = 2,9503.$$

3. По (12.45) находим энтальпию газа перед турбиной:

$$h_c = \frac{16}{1 + 2,9503 \cdot 15} 1452,78 + \frac{1,9503 \cdot 15}{1 + 2,9503 \cdot 15} 1305,0 = 1357,25 \text{ кДж/кг}.$$

4. Определяем параметры процесса расширения газа в турбине.

Температура газа за турбиной по первой формуле (12.8), в которой  $\delta = \lambda \varepsilon = 0,95 \cdot 16 = 15,2$ ,  $m_T = 0,25$ ,

$$T_d = T_c [1 - (1 - \delta^{-m_T}) \eta_T] = 1473 [1 - (1 - 15,2^{-0,25}) \cdot 0,88] = 833,24 \text{ К} = 560,24 \text{ °С}.$$

Чтобы найти энтальпию газа за турбиной, вычисляем

$$h_B(T_d) = h'_B(560,24) - h'_B(25) = 585,45 - 25,08 = 560,37 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{п.с}(T_d) = h_{п.с}(560,24) - h_{п.с}(25) = 640,83 - 26,77 = 614,06 \text{ кДж/кг}.$$

Рассчитываем  $h_d$  по (12.45):

$$h_d = 0,35355 h_{п.с} + 0,64645 h_B = 0,35355 \cdot 614,06 + 0,64645 \cdot 560,37 = 579,35 \text{ кДж/кг}.$$

Средняя теплоемкость газа в процессе расширения по (12.49)

$$c_{p\Gamma} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{1357,25 - 579,35}{1200 - 560,24} = 1,2159 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Определяем объемную долю воздуха в продуктах сгорания по (12.52), где  $\mu_{п.с} = 28,66$ ,  $\mu_B = 28,97$ :

$$q = \frac{28,66}{28,97} \frac{15}{16} = 0,92747;$$

$$r_B = \frac{0,92747 \cdot 1,9503}{1 + 0,92747 \cdot 1,9503} = 0,64398.$$

Молекулярная масса продуктов сгорания по (12.51)

$$\mu_{\Gamma} = 28,97 \cdot 0,64398 + 28,66 \cdot 0,35002 = 28,69.$$

Газовая постоянная продуктов сгорания

$$R_{\Gamma} = \frac{8,314}{28,69} = 0,2898 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Уточненное значение

$$m_{\Gamma} = \frac{R_{\Gamma}}{c_{p\Gamma}} = \frac{0,2898}{1,2159} = 0,2383.$$

Температура за турбиной

$$T_d = 1473[1 - (1 - 15,2^{-0,2383}) \cdot 0,88] = 854,48 \text{ К} = 581,48 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Эту температуру принимаем как окончательную и по ней находим:

$$h_B = h'_B(581,48) - h'_B(25) = 609,03 - 25,08 = 583,95 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{п.с} = h'_{п.с}(581,48) - h'_{п.с}(25) = 667,06 - 26,77 = 640,29 \text{ кДж/кг}.$$

Затем уточняем значение  $h_d$ :

$$h_d = 0,35355 \cdot 640,29 + 0,64645 \cdot 583,95 = 603,87 \text{ кДж/кг}.$$

5. Работа расширения 1 кг газа в турбине

$$H_{\Gamma} = h_c - h_d = 1357,25 - 603,87 = 753,38 \text{ кДж/кг}.$$

6. Работа, затраченная на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре,

$$H_K = h_b - h_a = 391,9 + 10,03 = 401,93 \text{ кДж/кг}.$$

7. Работа ГТУ на валу агрегата

$$H_e = H_{\Gamma} \eta_M - b H_K = 753,38 \cdot 0,995 - 0,98279 \cdot 401,93 = 354,60 \text{ кДж/кг},$$

$$\text{где } b = \frac{\alpha L_0(1 + \alpha_y)}{1 + \alpha L_0} = \frac{2,9503 \cdot 15 \cdot 1,005}{1 + 2,9503 \cdot 15} = 0,98279.$$

8. Расход газа через турбину

$$G_{\Gamma} = N_3 / (H_e \eta_{э,Г}) = 100\,000 / (354,60 \cdot 0,982) = 287,18 \text{ кг/с}.$$

9. Расход воздуха, подаваемого компрессором,

$$G'_K = G_K(1 + \alpha_y) = b G_{\Gamma} = 0,98279 \cdot 287,18 = 282,23 \text{ кг/с}.$$

10. Расход топлива

$$B = G_{\Gamma} / (1 + \alpha L_0) = \frac{287,18}{45,2548} = 6,346 \text{ кг/с}.$$

11. Мощность газовой турбины

$$N_{\Gamma} = G_{\Gamma} H_{\Gamma} = 287,18 \cdot 753,38 = 216\,356 \text{ кВт} = 216,4 \text{ МВт}.$$

12. Мощность, потребляемая компрессором,

$$N_K = G'_K H_K = 282,23 \cdot 401,93 = 113\,437 \text{ кВт}.$$

13. Коэффициент полезной работы

$$\varphi = (N_{\Gamma} - N_K) / N_{\Gamma} = 1 - b H_K / H_{\Gamma} = 1 - 0,98279 \cdot 401,93 / 753,38 = 0,4757.$$

14. Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ)

$$\eta_{э} = G_{\Gamma} H_e \eta_{э,Г} / (B K_{\Gamma}) = N_3 / (B K_{\Gamma}) = 100\,000 / (6,346 \cdot 44\,300) = 0,3557.$$

Вследствие высокой температуры перед турбиной ГТУ будет иметь высокий КПД, однако при этом нельзя выполнить газовую турбину без охлаждения. Применение внутреннего воздушного охлаждения приведет к дополнительным потерям работы, совершаемой газовой турбиной, и к снижению КПД ГТУ. Влияние охлаждения на характеристики ГТУ рассмотрено ниже (см. § 12.10, 12.11).

**Пример 12.3.** Используя полученные результаты расчета тепловой схемы, определить основные характеристики ГТУ:  $H$ ,  $\varphi$ ,  $\eta$  при увеличении КПД турбины до  $\eta'_{\Gamma} = 0,9$  и КПД компрессора до  $\eta'_K = 0,87$ .

Для решения используем зависимости (12.27) — (12.29), из которых при  $\sigma = 0$  имеем:

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{1}{0,4757} \frac{0,02}{0,88} + \left( \frac{1}{0,4757} - 1 \right) \frac{0,01}{0,86} = 0,04778 + 0,01282 = 0,06060;$$

$$\frac{\Delta \varphi}{\varphi} = \left( \frac{1}{0,4757} - 1 \right) \left( \frac{0,02}{0,88} + \frac{0,01}{0,86} \right) = 0,03786;$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{1}{0,4757} \frac{0,02}{0,88} + \left( \frac{1}{0,4757} - 1 \right) (1 - 0,3557) \frac{0,01}{0,86} = 0,05603.$$

Получаем значения искомым величин:

$$H' = H + \Delta H = 354,60(1 + 0,06060) = 376,09 \text{ кДж/кг};$$

$$\varphi' = \varphi + \Delta \varphi = 0,4757(1 + 0,03786) = 0,4937;$$

$$\eta' = \eta + \Delta \eta = 0,3557(1 + 0,05603) = 0,3756.$$

Пример показывает существенное повышение КПД ГТУ при усовершенствовании турбины и компрессора.

## 12.10. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Ранее было показано влияние начальной температуры газа на основные характеристики ГТУ. Рассмотрим этот вопрос подробнее применительно к ГТУ простой схемы (без регенерации) с дальнейшим намерением оценить использование охлаждения в газовых турбинах.

Повышение начальной температуры газа  $T_c$  не только ведет к увеличению экономичности ГТУ, но и улучшает некоторые другие характеристики ГТУ

и, в частности, увеличивает коэффициент полезной работы [см. формулы (12.14), (12.25)].

Размеры проточных частей турбины, компрессора, камеры сгорания в значительной степени определяются объемным расходом газа (воздуха).

Для оценки влияния параметров на размеры ГТУ введем величину

$$\chi = \sqrt{V_b V_d} / N,$$

где  $V_b$  — объемный расход воздуха за компрессором;  $V_d$  — объемный расход газов за турбиной;  $N$  — мощность ГТУ.

Величина  $\sqrt{V_b V_d}$  характеризует средний объемный расход среды в тракте ГТУ (так как  $V_b$  — минимальный объемный расход в тракте, а  $V_d$  — максимальный расход в тракте). Следовательно,  $\chi$  представляет собой средний удельный (отнесенный к мощности) объемный расход среды в тракте ГТУ, а поэтому может служить характеристикой строительных размеров ГТУ, т.е. в определенном смысле и стоимости ГТУ.

На рис. 12.16 представлены значения КПД простой ГТУ без регенерации в зависимости от начальной температуры газа  $t_c$ , а на рис. 12.17 показано изменение параметра  $\chi$  в зависимости от температуры  $t_c$ . При расчете приняты условия возможного

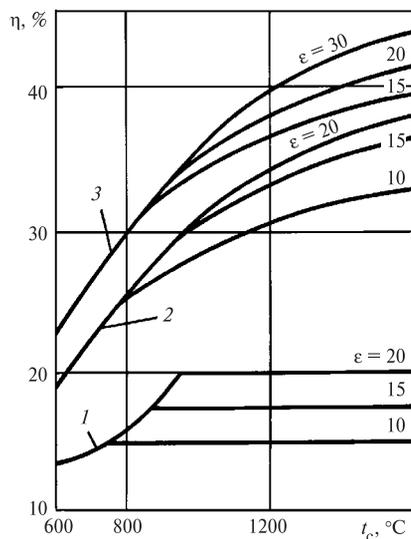


Рис. 12.16. Влияние начальной температуры газа на оптимальное отношение давлений (кривые 1) и на КПД (кривые 2 и 3) для газотурбинной установки простой схемы без регенерации теплоты при следующих условиях:

$t_a = 15^\circ\text{C}$ ;  $\lambda = \delta/\varepsilon = 0,95$ ;  $m_r = 0,250$ ;  $m_b = 0,286$ ;  $p_a = 0,1$  МПа; для кривых 1 и 2  $\eta_r = \eta_k = 0,88$ ; для кривых 3  $\eta_r = 0,92$

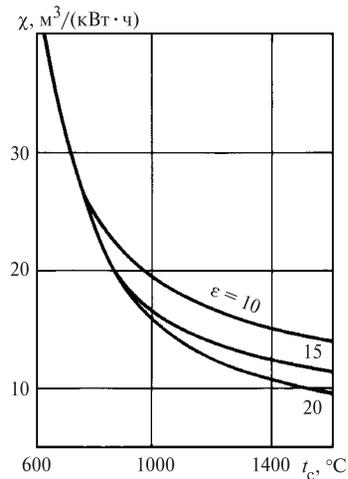


Рис. 12.17. Влияние начальной температуры газа на параметр  $\chi$ , характеризующий удельные размеры ГТУ простой схемы, при следующих условиях:

$t_a = 15^\circ\text{C}$ ;  $\eta_r = \eta_k = 0,88$ ;  $m_r = 0,250$ ;  $m_b = 0,286$ ;  $p_a = 0,1$  МПа

выполнения однокорпусного воздушного компрессора на отношение давлений  $\varepsilon = 10$ ; 15; 20 и 30.

Меньшие из значений в настоящее время уже могут быть реализованы в современных конструкциях, более высокие значения  $\varepsilon$  относятся к перспективным конструкциям однокорпусных компрессоров, а также могут быть получены в так называемых двухкаскадных компрессорах.

Согласно рис. 12.16 и 12.17 увеличение начальной температуры газа от 800 до 1200 °C при  $\varepsilon = 20$  дает повышение экономичности (экономия топлива) на 23 % при одновременном возможном сокращении габаритов, характеризуемом уменьшением параметра  $\chi$  на 48 %.

Из сказанного следует целесообразность повышения начальной температуры газа. Увеличение начальной температуры газов возможно двумя способами: использованием жаропрочных материалов для деталей, подвергаемых воздействию высокой температуры, и применением охлаждения этих деталей.

Наиболее ответственными деталями, в которых сочетаются высокая напряженность и высокая температура, являются детали ротора газовой турбины, в первую очередь рабочие лопатки первой ступени. Поэтому надежность лопаток первой ступени и определяет в значительной степени выбор начальной температуры газов перед турбиной. Если рабочие лопатки выполняются неохлаждаемыми, то возможность повышения начальной температуры газов в этом случае определяется жаропрочностью имеющихся материалов. В табл. 12.6 приведены допустимые начальные температуры газов для турбин с неохлаждаемыми рабочими лопатками из жаропрочных материалов при ресурсе работы

10 000 ч. Из данных таблицы видно, что лучшие жаропрочные сплавы дают возможность выбрать температуру газов не выше 900 °С.

В табл. 12.6 учтено, что температура металла рабочих лопаток в первой ступени несколько ниже начальной температуры газа перед турбиной, так как температура лопатки в потоке газа  $T_w$  близка к температуре торможения  $T_1^*$  в относительном движении:

$$T_w = T_1^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = T_c - \frac{c_1^2 - w_1^2}{2c_p}.$$

Разница температур газа перед турбиной и металла лопаток

$$\Delta T = T_c - T_w \approx (c_1^2 - w_1^2)/(2c_p)$$

зависит от теплоперепада, приходящегося на первую ступень, и степени реактивности и составляет обычно  $\Delta T = 30 \dots 60$  К. В табл. 12.6 принято  $\Delta T = 50$  К.

Дальнейший подъем температуры  $T_c$  возможен путем использования охлаждаемых рабочих лопаток. Применение охлаждения сопряжено с дополнительными потерями энергии. Данные рис. 12.16 относятся к неохлаждаемой газовой турбине.

Рассмотрим влияние дополнительных потерь охлаждения на экономичность простой ГТУ с воздушным охлаждением, которое осуществляется воздухом, забираемым из компрессора. Расход охлаждающего воздуха составляет 5—10 % и более общего расхода воздуха. Например, для снижения температуры рабочих лопаток на 250 °С требуется примерно 2—4 % воздуха. Этот воздух не совершает работу в охлаждаемой ступени турбины, а в последующую ступень поступает со значительно меньшей температурой, чем температура газа.

Таблица 12.6. Допустимые температуры газов

Материал рабочих лопаток первой ступени (неохлаждаемых)	Рабочая температура металла, °С	Предел длительной прочности, МПа	Температура газа перед турбиной, °С
Аустенитные стали (типа ЭИ-612К)	650	210	700
	700	120	750
Деформируемые сплавы на основе никеля (типа ЭИ-929ВД)	800	250	850
	850	160	900
Литейные сплавы на основе никеля (типа ЖС6К)	900	160	950

Примем, что из компрессора часть воздуха в количестве  $G_b$  подается на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени турбины, а воздух в количестве  $G$  проходит камеру сгорания и далее поступает в турбину. Оценим снижение КПД ГТУ, считая  $\eta_k$ ,  $\eta_T$  и  $\eta_{к.с}$  неизменными по сравнению с неохлаждаемой ГТУ при той же начальной температуре газа  $T_c$  и том же расходе воздуха  $G$  через камеру сгорания и турбину.

КПД ГТУ при отсутствии охлаждения

$$\eta_0 = (H_{0T}\eta_T - H_{0K}/\eta_k)/q_1.$$

При оценке КПД ГТУ с охлаждением необходимо учесть дополнительное снижение мощности:

$$\Delta N = G_b(H_{0K}/\eta_k - H'_{0T}\eta_T).$$

Теплоперепад  $H'_{0T}$  определяется по температуре  $T''_B$  воздуха, подаваемого от компрессора на охлаждение, и начальному давлению перед второй ступенью. Полагая теплоперепады всех ступеней одинаковыми, получаем

$$H'_{0T} = \frac{T''_B}{T_{r2}^*} \frac{Z-1}{Z} H_{0T},$$

где  $T_{r2}^*$  — температура газов перед второй ступенью;  $Z$  — число ступеней газовой турбины.

Таким образом, КПД турбины с охлаждением одной ступени

$$\eta = [G(H_{0T}\eta_T - H_{0K}/\eta_k) - \Delta N]/Gq_1.$$

Легко убедиться, что относительное изменение КПД ГТУ

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_0} = -\frac{G_b}{G} \left( \frac{1-\varphi}{\varphi} - \frac{1}{\varphi} \frac{Z-1}{Z} \frac{T''_B}{T_{r2}^*} \right). \quad (12.62)$$

Если, например,  $\varphi = 0,4$ ,  $Z = 4$ ,  $T''_B = 525$  К и  $T_{r2}^* = 1050$  К, то

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_0} = -\frac{G_b}{G} \left( \frac{1-0,4}{0,4} - \frac{1}{0,4} \frac{3}{4} \frac{525}{1050} \right) = -0,56 \frac{G_b}{G}.$$

Другими словами, при расходе охлаждающего воздуха, равном 1 %, КПД ГТУ снижается на 0,56 %. Действительное снижение КПД ГТУ будет больше определяемого по (12.62), поскольку снижается КПД охлаждаемой ступени вследствие утолщения выходных кромок лопаток, потерь смешения и др.

На рис. 12.18 показано влияние охлаждения на КПД ГТУ (по данным ВТИ) при увеличении температуры газа перед турбиной и постоянной температуре металла лопаток (700 °С). Как следует из рисунка, КПД ГТУ с охлаждением достигает макси-

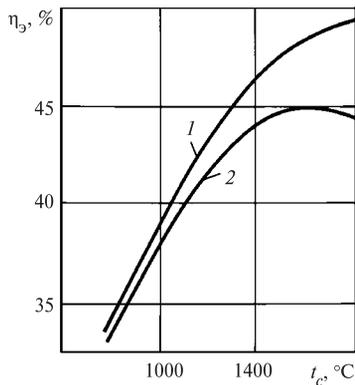


Рис. 12.18. Влияние охлаждения лопаток на электрический КПД ГТУ с охлаждением при постоянной температуре металла лопаток:

1 — КПД без учета охлаждения; 2 — то же с учетом охлаждения

мального значения при  $t_c = 1600 \text{ }^\circ\text{C}$  (при рассматриваемых условиях и выбранной схеме ГТУ) и дальнейшее повышение температуры приводит к снижению КПД за счет интенсивного роста потерь охлаждения.

### 12.11. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Высокотемпературными обычно называются ГТУ, которые имеют газовую турбину с охлаждаемыми сопловыми и (или) рабочими лопатками. Из многих возможных систем охлаждения газовых турбин рассмотрим открытую систему воздушного охлаждения, получившую преимущественное распространение в современной газотурбинной технике.

Схема простой ГТУ с открытым воздушным охлаждением (рис. 12.19) содержит линии подачи охлаждающего воздуха с расходами  $G_{B1}$ ,  $G_{B2}$  от компрессора к различным точкам проточной части турбины. Охлаждающий воздух отбирается из камер, расположенных за некоторыми ступенями компрессора, и подается на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первых нескольких ступеней турбины. Места отбора охлаждающего воздуха из компрессора выбираются в соответствии с давлением в том сечении турбины, куда подается охлаждающий воздух. Так, например, поток с расходом  $G_{B1}$  подается на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени турбины, поток с расходом  $G_{B2}$  — на охлаждение сопловых лопаток второй ступени и т.д. Число мест отбора охлаждающего воздуха из компрессора зависит в первую очередь от начальной температуры газов перед турбиной и может быть равным 3—4.

Каждый поток охлаждающего воздуха после охлаждения сопловых и рабочих лопаток, дисков и элементов статора сбрасывается в проточную часть газовой турбины, смешивается с основным потоком газов и расширяется в смеси с ним до конечного давления за турбиной, совершая при этом полезную работу.

Основные потоки сред в ГТУ с охлаждением показаны на рис. 12.19. Полный расход воздуха на входе в компрессор  $G'_k = G_k + G_{B1} + G_{B2} + \dots + G_y$ , где  $G_k$  — расход воздуха, поступающего в камеру сгорания;  $G_{B1}$ ,  $G_{B2} \dots$  — расходы воздуха, отбираемого от разных ступеней компрессора и направляемого в различные места для охлаждения элементов высокотемпературной ГТУ;  $G_y$  — расход воздуха, используемого для подачи в концевые лабиринтные уплотнения турбины и компрессора. На выходе из камеры сгорания и на входе в сопловый аппарат первой ступени турбины расход  $G_T = G_k + B$ . На выходе из турбины расход газов  $G'_T = G_T + G_{B1} + G_{B2} + \dots = G'_k - G_y$ . Поток с расходом  $G_y$  отводится в атмосферу от концевых лабиринтов турбины и компрессора.

На рис. 12.20 показаны процессы сжатия воздуха в компрессоре (а) и расширения газа в турбине (б). Воздух на охлаждение в количестве  $G_{B1}$  отбирается за компрессором при параметрах, соответствующих точке  $b$  ( $1'$ ) (рис. 12.20, а), проходит по каналам системы охлаждения сопловых и рабочих решеток первой ступени газовой турбины и сбрасывается в основной поток газов за первой ступенью газовой турбины, где давление  $p''_2$  (рис. 12.20, б).

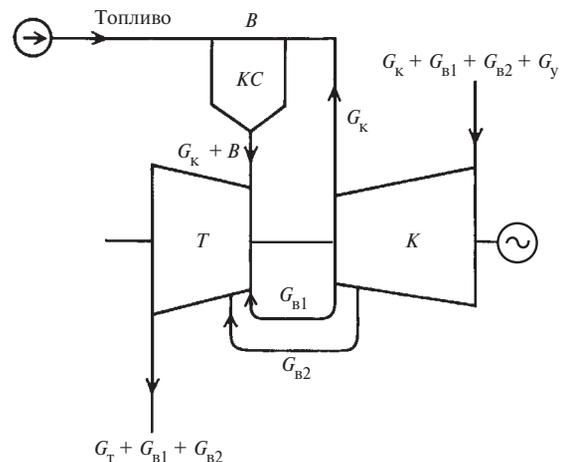
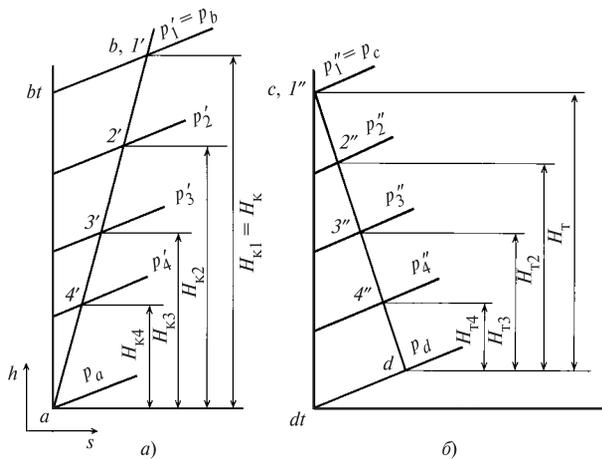


Рис. 12.19. Схема простой ГТУ с охлаждением



**Рис. 12.20. Процесс охлаждаемой ГТУ в  $h, s$ -диаграмме:**  
 $a$  — сжатие воздуха в компрессоре,  $b$  — расширение газа в турбине

Следует отметить, что, строго говоря, часть расхода  $G_{B1}$ , идущая на охлаждение сопловых лопаток  $G_{B1}^c$ , сбрасывается в поток газа за сопловыми лопатками, другая часть  $G_{B1}^n = G_{B1} - G_{B1}^c$  — в поток за ступенью. Однако это уточнение несущественно и практически не сказывается на конечном результате, но его можно учесть при детальном расчете процесса, происходящего в газовой турбине.

На сжатие воздуха в количестве  $G_{B1}$  расходуется удельная работа  $H_{K1}$ , равная удельной работе компрессора  $H_K$ .

Отбор воздуха на охлаждение деталей последующих ступеней газовой турбины в количестве  $G_{B2}$  производится из промежуточной ступени компрессора при параметрах воздуха, соответствующих точке  $2'$  (рис. 12.20,  $a$ ). Для его сжатия требуется совершить удельную работу  $H_{K2}$ . Этот воздух после использования его в системе охлаждения сбрасывается в проточную часть газовой турбины при давлении  $p_3''$  (рис. 12.20,  $b$ ).

При этом  $p_2' > p_3''$ , разность давлений  $p_2' - p_3''$  должна обеспечивать преодоление гидравлического сопротивления тракта системы охлаждения от компрессора в точке  $2'$  до турбины, где давление равно  $p_3''$ .

Полезная работа, совершаемая сбрасываемым воздухом в количествах  $G_{B1}$ ,  $G_{B2}$  ..., может быть определена в предположении, что температуры воздуха в точках подмешивания его при давлениях

$p_2'', p_3''$  ... равны начальным температурам соответствующих потоков при отборе их из компрессора, т.е. температура потока с расходом  $G_{B1}$  при подмешивании его к потоку газа при давлении  $p_2''$  принимается равной  $T_1' = T_b$ , температура потока с расходом  $G_{B2}$  равна температуре воздуха в точке  $2'$  (рис. 12.20) и т.д.

Высокотемпературные ГТУ с открытой системой воздушного охлаждения газовой турбины имеют по сравнению с ГТУ с неохлаждаемой турбиной следующие изменения полезной работы:

снижение полезной работы вследствие некоторого уменьшения температуры рабочей среды за счет охлаждения основного потока газа в каналах сопловых и рабочих решеток при течении его около охлажденных воздухом стенок сопел и рабочих лопаток;

дополнительную затрату работы на сжатие охлаждающего воздуха в компрессоре;

уменьшение работы, вызванное снижением экономичности проточной части охлаждаемых ступеней газовой турбины вследствие конструктивных особенностей охлаждаемых лопаток, таких, например, как утолщение выходных кромок, изменение формы профилей и др., и смешением потоков рабочего газа и сбрасываемого в проточную часть охлаждающего воздуха (см. § 13.3);

увеличение полезной работы на значение работы, совершаемой охлаждающим воздухом, подмешанным к основному потоку после охлаждения им деталей газовой турбины.

Первое (из названных) уменьшение полезной работы расширения, как правило, невелико, и при выбираемых (как указано) начальных температурах воздуха в местах его подмешивания оно достаточно точно компенсируется уменьшением работы расширения сбрасываемых потоков.

Поэтому можно пренебречь уменьшением полезной работы газовой турбины, происходящим из-за снижения температуры рабочего газа, вызванного его охлаждением, но при этом не следует учитывать нагрев охлаждающего воздуха в элементах системы охлаждения и считать, что воздух сбрасывается в проточную часть газовой турбины при его температурах в местах отборов из компрессора.

Учитывая отличительные особенности ГТУ с охлаждением газовой турбины, представим удельную работу ГТУ в виде

$$\frac{N_{\text{охл}}}{G_T} = H_{\text{охл}} = H - \Delta H_K - \Delta H_T + \Delta H_B, \quad (12.63)$$

где  $N_{\text{охл}}$  — внутренняя мощность ГТУ (без учета механических потерь);  $G_T$  — расход газа на входе в газовую турбину;  $H_{\text{охл}}$  — удельная работа ГТУ

с охлаждением;  $H$  — удельная работа неохлаждаемой турбины;  $\Delta H_k$  — снижение работы турбины за счет сжатия воздуха, подаваемого на охлаждение газовой турбины;  $\Delta H_T$  — потеря удельной работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми ступенями;  $\Delta H_B$  — увеличение работы турбины за счет работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть; все величины в (12.63) отнесены к расходу газа на входе в газовую турбину.

Величину  $\Delta H_k$  представим в виде

$$\begin{aligned} \Delta H_k &= g_{B1} H_k + g_{B2} H_{k2} + \dots = \\ &= g_B (v_1 H_k + v_2 H_{k2} + \dots), \end{aligned} \quad (12.64)$$

где

$$\left. \begin{aligned} g_{B1} &= G_{B1}/G_T; \quad g_{B2} = G_{B2}/G_T \dots; \\ g_B &= g_{B1} + g_{B2} + \dots; \\ v_1 &= g_{B1}/g_B; \quad v_2 = g_{B2}/g_B \dots \end{aligned} \right\} (12.65)$$

В (12.64)  $g_{B1}, g_{B2} \dots$  — относительные расходы воздуха, отбираемого из компрессора на охлаждение;  $g_B$  — полный относительный расход воздуха, отбираемого на охлаждение;  $H_k, H_{k2} \dots$  — удельные работы сжатия воздуха до давлений  $p'_1 = p_b, p'_2 \dots$  (см. рис. 12.20).

Для определения  $\Delta H_T$  воспользуемся экспериментальными данными, согласно которым потеря удельной работы охлаждаемой ступени  $\Delta H_{CT}$  может быть найдена в виде

$$\Delta H_{CT} = g_{CT} v_H H_{CT}, \quad (12.66)$$

где  $g_{CT} = G_{CT}/G_T$  — относительный расход воздуха на охлаждение ступени;  $H_{CT}$  — удельная работа расширения газа в неохлаждаемой ступени;  $v_H = 0,5 \dots 0,7$  — опытный коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей охлаждаемых элементов ступени.

Если в турбине несколько охлаждаемых ступеней, то с использованием (12.66) получим для всей турбины

$$\Delta H_T = g_{CT1} v_{H1} H_{CT1} + g_{CT2} v_{H2} H_{CT2} + \dots$$

Принимая работы охлаждаемых ступеней равными:  $H_{CT1} = H_{CT2} = \dots = H_{CT}$  и коэффициенты  $v_H$  одинаковыми, имеем

$$\Delta H_T = g_B v_H H_{CT}, \quad (12.67)$$

где  $g_B = g_{CT1} + g_{CT2} + \dots$  — суммарный относительный расход воздуха на охлаждение элементов проточной части всей турбины.

Работа расширения охлаждающего воздуха в проточной части турбины

$$\Delta H_B = g_{B1} H_{B2} + g_{B2} H_{B3} + \dots, \quad (12.68)$$

где  $H_{B2}, H_{B3} \dots$  — работы расширения воздуха в проточной части турбины от состояний, определяемых параметрами, соответствующими точкам 2'', 3'' ... до конечной точки процесса расширения (см. рис. 12.20, б)

В соответствии с предыдущими рассуждениями приближенно имеем соотношения

$$H_{B2} = H_{T2} \frac{T'_1}{T''_2}; \quad H_{B3} = H_{T3} \frac{T'_2}{T''_3} \dots, \quad (12.69)$$

где  $H_{T2}, H_{T3} \dots$  — удельные работы расширения газа в турбине;  $T''_2, T''_3 \dots$  — абсолютные температуры в точках 2'', 3'' ..., отмеченных на рис. 12.20, б;  $T'_1, T'_2 \dots$  — температуры воздуха в соответствующих точках 1', 2' ... (см. рис. 12.20, а).

С учетом (12.64)—(12.69) из (12.63) после преобразований можно получить удельную работу ГТУ с охлаждением газовой турбины в виде

$$H_{OxL} = H(1 - \gamma g_B), \quad (12.70)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \gamma &= \gamma_k + \gamma_T - \gamma_B; \\ \gamma_k &= \frac{1 - \varphi}{b\varphi} \left( v_1 + v_2 \frac{H_{k2}}{H_k} + \dots \right); \\ \gamma_T &= \frac{v_H}{\varphi} \frac{H_{CT}}{H_T}; \\ \gamma_B &= \frac{1}{\varphi} \left( v_1 \frac{H_{T2}}{H_T} \frac{T'_1}{T''_2} + v_2 \frac{H_{T3}}{H_T} \frac{T'_2}{T''_3} + \dots \right); \\ v_1 + v_2 + \dots &= 1. \end{aligned} \right\} (12.71)$$

Разделив обе части (12.70) на удельную теплоту, подведенную в камере сгорания  $q_1 = h_c - (1 - g_T)h_b$  ( $g_T = B/G_T$ ), и умножив на  $\eta_{K.C.}$ , получим зависимость для определения внутреннего КПД ГТУ с охлаждением газовой турбины

$$\eta_{\Delta, OxL} = \eta_{\Delta}(1 - \gamma g_B), \quad (12.72)$$

где  $\eta_{\Delta}$  — электрический КПД ГТУ без охлаждения;

$$\eta_{\Delta} = \eta \eta'_M \eta_{\Delta, \Gamma}; \quad (12.73)$$

$g_B = G_B/G_T$  — суммарный относительный расход воздуха на охлаждение.

Сравнительные расчеты показывают, что приближенно

$$\gamma_k - \gamma_v \cong \frac{1 - \varphi}{\varphi} - \frac{z - 1}{z\varphi} \frac{T_1'}{T_2''}, \quad (12.74)$$

где  $z$  — число ступеней газовой турбины.

Зависимость (12.74) соответствует предположению, что весь охлаждающий воздух в количестве  $g_v$  отбирается из напорного патрубка компрессора и сбрасывается в проточную часть за первой ступенью турбины.

При этом предположении, как видно из (12.71), завышаются значения как  $\gamma_k$ , так и  $\gamma_v$ . Расчеты показывают, что при этом их разность остается примерно постоянной и имеет вид (12.74). В (12.74) принято, кроме того, что работы всех ступеней газовой турбины равны, что, как правило, близко к действительности.

**Расчет тепловой схемы простой ГТУ с охлаждаемой газовой турбиной.** С использованием полученных зависимостей представим методику расчета тепловой схемы простой ГТУ с охлаждаемой газовой турбиной.

Предполагаем, что в соответствии с § 12.9 выполнен расчет тепловой схемы простой ГТУ с неохлаждаемой газовой турбиной и определены все необходимые ее характеристики:  $\alpha$ ,  $H$ ,  $H_T$ ,  $H_K$ ,  $\varphi$ ,  $\eta$ .

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  ГТУ с охлаждением имеет то же значение, что и для неохлаждаемой ГТУ. Прочие характеристики ГТУ с охлаждением определяем в следующем порядке.

1. Относительный расход воздуха на охлаждение находим по приближенной формуле, основанной на многочисленных сравнительных расчетах и данных испытаний ГТУ:

$$g_v = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3}(T_c - T_w), \quad (12.75)$$

где  $T_w$  — наибольшая допустимая температура металла сопловых или рабочих лопаток, определяемая по условиям прочности (см. § 12.10);  $T_c$  — температура газа перед турбиной.

2. По (12.74) определяем  $\gamma_k - \gamma_v$  и по (12.71) находим  $\gamma_T$ , для чего предварительно определяем  $H_{ст}/H_T \approx 1/z$ .

3. По (12.70) рассчитываем внутреннюю работу ГТУ с охлаждаемой турбиной, где  $H = H_T - bH_K$ .

4. Расход газа  $G_T$  находим из уравнения мощности

$$N_3 = G_T H_{охл} \eta'_M \eta_{3,г}, \quad (12.76)$$

где  $\eta'_M$  вычисляется по формуле (12.38).

Из (12.76) имеем

$$G_T = \frac{N_3}{H_{охл} \eta'_M \eta_{3,г}}. \quad (12.77)$$

5. Расход топлива

$$B_{охл} = \frac{G_T}{1 + \alpha L_0}. \quad (12.78)$$

6. Расход воздуха на входе в камеру сгорания

$$G_k = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} G_T. \quad (12.79)$$

7. Расход воздуха на входе в компрессор

$$G'_k = G_T(b + g_v). \quad (12.80)$$

8. Расход газов на выходе из турбины

$$G'_T = G_T(1 + g_v). \quad (12.81)$$

9. Электрический коэффициент полезного действия ГТУ

$$\eta_{э,охл} = \eta_3(1 - \gamma g_v). \quad (12.82)$$

Более детальный расчет без допущения (12.75) производится с использованием общих зависимостей (12.63), (12.64), (12.68), он требует предварительного раздельного определения расходов воздуха  $g_{в1}$ ,  $g_{в2}$  ..., выбора точек его отбора из компрессора, а также детального теплового расчета охлаждаемых ступеней газовой турбины.

Детальный расчет охлаждаемых ГТУ излагается в специальной литературе. В § 13.3 приводятся некоторые сведения о выборе расходов  $g_{в1}$ ,  $g_{в2}$ .

**Пример 12.4.** Рассчитать основные характеристики простой ГТУ с охлаждением газовой турбины, приняв исходные данные и используя результаты расчета тепловой схемы ГТУ без охлаждения (см. § 12.9).

1. Приняв допустимую температуру металла лопаток газовой турбины  $t_w = 850$  °С, с учетом того, что  $t_c = 1200$  °С, по (12.75) найдем

$$g_v = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3}(1200 - 850) = 0,132 \text{ кг/кг.}$$

Принимаем число ступеней газовой турбины  $z = 4$  и, считая работы всех ступеней одинаковыми, вычисляем температуру газов после первой ступени по приближенной зависимости

$$T_2'' = T_c - \frac{1}{z} \frac{H_T}{c_{pг}}, \quad (12.83)$$

где  $c_{pг}$  — средняя теплоемкость процесса расширения в газовой турбине.

Из расчета тепловой схемы имеем:  $T_d = 854$  К;  $c_{pг} = 1,22$  кДж/(кг · К);  $\varphi = 0,476$ ;  $H_T = 753$  кДж/кг;  $T_1' = T_b = 678$  К.

По формуле (12.83)

$$T_2'' = 1473 - 753 / (4 \cdot 1,22) = 1320 \text{ К.}$$

2. По (12.74) и (12.71) находим  $\gamma_k - \gamma_v$  и  $\gamma_T$  (приняв  $v_H = 0,6$ ) и их сумму

$$\gamma = \gamma_k - \gamma_v + \gamma_T = \frac{1}{0,476} \left( 1 - 0,476 - \frac{3}{4} \frac{678}{1320} \right) + \frac{0,6}{0,476 \cdot 4} = 0,2915 + 0,3151 = 0,6067.$$

3. По (12.70) определяем внутреннюю работу ГТУ с охлаждаемой турбиной, вычислив предварительно с использованием данных § 12.9

$$H = H_T - bH_k = 753 - 0,9828 \cdot 401,9 = 358,0 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом,

$$H_{\text{охл}} = 358,0(1 - 0,6067 \cdot 0,132) = 329,3 \text{ кДж/кг.}$$

4. Расход газа найдем из (12.77), определив предварительно по (12.38)

$$\eta'_M = 1 - (1 - \eta_M) / \varphi = 1 - 0,005 / 0,476 = 0,9895.$$

Тогда

$$G_T = \frac{10^5}{329,3 \cdot 0,9895 \cdot 0,982} = 312,5 \text{ кг/с.}$$

5. Расход топлива [см. (12.78)] при  $1 + \alpha L_0 = 45,25$

$$B_{\text{охл}} = \frac{312,5}{45,25} = 6,906 \text{ кг/с.}$$

6. Расход воздуха на входе в камеру сгорания [см. (12.79)]

$$G_k = \frac{44,25}{45,25} \cdot 312,5 = 305,6 \text{ кг/с.}$$

7. Расход воздуха на входе в компрессор [см. (12.80)]

$$G'_k = 312,5(0,9828 + 0,132) = 348,4 \text{ кг/с.}$$

8. Расход газов на выходе из турбины [см. (12.81)]

$$G'_T = 312,5(1 + 0,132) = 353,8 \text{ кг/с.}$$

9. Электрический КПД ГТУ с охлаждением [см. (12.82)]

$$\eta_{\text{э,охл}} = 0,3557(1 - 0,6067 \cdot 0,132) = 0,3272.$$

При расходе воздуха на охлаждение, составляющем 13,2 % расхода газа, значения работы ГТУ и ее КПД снижаются за счет влияния охлаждения на 8,1 % (относительных).

**Пример 12.5.** Рассчитать КПД ГТУ с охлаждаемой газовой турбиной с использованием данных примера 12.3 для неохлаждаемой ГТУ с улучшенными аэродинамическими характеристиками турбины и компрессора.

1. При новом значении  $\varphi' = 0,4937$ , принимая  $T_1'/T_2''$  неизменным, находим  $\gamma$  по (12.74) и (12.71):

$$\gamma = \frac{1}{0,4937} \left( 1 - 0,4937 - \frac{3}{4} \frac{678}{1320} \right) + \frac{0,6}{0,4937 \cdot 4} = 0,2452 + 0,3038 = 0,549.$$

2. Электрический КПД ГТУ [см. (12.82)]

$$\eta_{\text{э,охл}} = 0,3756(1 - 0,549 \cdot 0,132) = 0,3483.$$

В данном примере увеличение  $\eta_T$  и  $\eta_k$  на 2 и 1 % соответственно дает повышение КПД охлаждаемой ГТУ на

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} \cdot 100 = \frac{0,3483 - 0,3272}{0,3272} \cdot 100 = 6,45 \%,$$

что составляет такую же экономию топлива.

Расчеты КПД ГТУ в примерах 12.2—12.5 соответствуют значениям, отнесенным к  $Q_H$ . Отнеся КПД к  $Q_B$ , получим меньшие значения в отношении  $Q_H/Q_B$ , что для стандартного углеводорода составляет снижение примерно на 7 %, а для большинства газообразных природных топлив — на 10 % и более.

Это — существенная поправка к «парадным» значениям КПД ГТУ, подсчитанным по низшей теплотворной способности.

## КОНСТРУКЦИИ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГТУ НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

### 13.1. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

По принципу действия газовая турбина аналогична паровой. Ступень газовой турбины состоит из неподвижного соплового аппарата и ряда рабочих лопаток, расположенных на вращающемся колесе. В газовых турбинах больших мощностей, в частности в энергетических турбинах, применяют исключительно осевые ступени.

Несмотря на то что принцип действия паровых и газовых турбин одинаков, последние имеют следующие существенные особенности, отличающие их от паровых турбин.

1. Газовые турбины выполняются для работы при более высокой температуре рабочего тела (газа) по сравнению с максимальной температурой пара в паровой турбине. Такая особенность обусловлена двумя обстоятельствами. Во-первых, наиболее горячие элементы ГТУ — лопатки газовой турбины и детали камеры сгорания — сравнительно легко могут быть выполнены охлаждаемыми (см. § 13.2—13.4). Поэтому *температура рабочего тела (газа) перед газовой турбиной может быть выше максимальной температуры металла охлаждаемых сопловых лопаток первой ступени газовой турбины на несколько сотен градусов, в то время как в паровой турбине температура пара на входе в турбину должна быть на несколько десятков градусов ниже максимальной температуры металла пароперегревателей котла*. Во-вторых, для горячих деталей ГТУ могут быть применены и применяются высокожаропрочные материалы, использование которых для пароперегревателей котлов, а также и для главных паропроводов ПТУ нерационально как по экономическим причинам, так и вследствие технологических трудностей.

Наряду с охлаждением лопаток в газовых турбинах используется охлаждение роторов (дисков) и корпусов. Таким образом, *газовая турбина имеет систему охлаждения*.

2. Газовые турбины — малоступенчатые. Мощные энергетические газовые турбины обычно имеют не более пяти ступеней, в то время как паровые турбины многоступенчатые: число ступеней в конденсационных и теплофикационных турбинах

обычно более 20. Эта особенность газовых турбин связана с различиями в оптимальных параметрах газотурбинного и паротурбинного циклов.

Несмотря на существенно более высокую температуру газа по сравнению с температурой пара, *общий теплоперепад газовой турбины в 2—3 раза меньше общего теплоперепада конденсационной паровой турбины*. Это объясняется существенно меньшим оптимальным отношением давлений для термодинамического цикла ГТУ (для ГТУ  $p_c/p_d = 10...30$ , а для ПТУ  $p_0/p_k$  доходит до 6000), а также большей (примерно вдвое) удельной теплоемкостью пара по сравнению с этим параметром для газа.

*Оптимальный теплоперепад ступени газовой турбины существенно выше среднего теплоперепада ступени паровой турбины*. Вследствие меньшего отношения давлений в ГТУ, чем в ПТУ, абсолютное значение давления газа перед газовой турбиной существенно ниже давления свежего пара паровой турбины: в газовых турбинах  $p_c = 1...3$  МПа, в паровых турбинах  $p_0 = 13...24$  МПа (даны типичные значения давлений).

Эта особенность сравниваемых турбин ведет к тому, что при равной полезной мощности установок объемный расход газа перед газовой турбиной  $(Gv)_Г$  существенно (в 50—100 раз) больше расхода  $(Gv)_П$  при входе в паровую турбину. Здесь  $G$  — расход рабочего тела;  $v$  — удельный объем рабочего тела; индексы «г» и «п» относятся соответственно к газовой и паровой турбинам.

При существенно меньшем объемном расходе в первых ступенях паровой турбины (в ЧВД) приходится принимать небольшие диаметры ступеней  $d_{ср}$  для того, чтобы высоты лопаток  $l$  были не очень малы (как известно, при слишком малых высотах лопаток, например при  $l < 20$  мм, существенно снижается экономичность ступеней).

Оптимальный теплоперепад ступени пропорционален  $d_{ср}^2$ , поэтому первые ступени паровой турбины (ступени ЧВД и первые ступени ЧСД) имеют относительно малые теплоперепады. Вторая причина выбора малых диаметров ступеней в ЧВД (а также и в ЧСД) паровых турбин связана с технологическими ограничениями диаметра поковок

роторов ВД и СД. В настоящее время в России имеется возможность производить поковки роторов диаметром более 2 м, поэтому технологических ограничений не существует.

Ступени газовых турбин вследствие больших  $(Gv)_T$  не имеют жестких ограничений по высотам лопаток, диаметры  $d_{cp}$  ступеней газовых турбин ограничиваются практически только условиями прочности и могут быть выбраны и выбираются существенно большими (например, в 2 раза и более), чем диаметры первых ступеней паровых турбин.

Итак, малоступенчатость газовых турбин обусловлена, во-первых, меньшим общим их теплоперепадом, во-вторых, большими значениями оптимального теплоперепада ступени газовой турбины.

3. Экономичность ГТУ существенно зависит от КПД турбины  $\eta_T$ : изменение  $\eta_T$  на 1 % ведет к изменению в ту же сторону КПД ГТУ на 2—3 % (см. § 12.3), а не на 1 %, как это происходит в паротурбинной установке, т.е. повышение экономичности газовой турбины дает относительно больший эффект, чем повышение КПД паровых турбин. Поэтому при проектировании газовой турбины применяются совершенные методы газодинамического расчета пространственного потока, позволяющие выбрать оптимальные формы и минимизировать аэродинамические потери в элементах проточной части — сопловых и рабочих решетках, входных и выходных патрубках. При создании газовых турбин широко используются испытания моделей — физическое моделирование элементов газодинамического тракта и системы охлаждения газовой турбины.

Для достижения высокой экономичности в газовых турбинах регулирующие клапаны в проточной части, регулирующие ступени, парциальный подвод среды не применяются. Для регулирования расхода газа используются иные, более совершенные (экономичные) способы (см. § 13.5).

Снижение потерь с выходной скоростью достигается установкой диффузора за последней ступенью газовой турбины, обычно используют диффузоры с осевым выходом и оптимальным углом раскрытия.

## 13.2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И УСТРОЙСТВО ГТУ

Рассмотрим устройство ГТУ на примере ГТЭ-160, производимой ЛМЗ по лицензии, приобретенной у «Сименс», и обозначаемой как SGT5-2000E или V94.2 (табл. 13.1). В России эти ГТУ установлены в составе двух дубль-блоков ПГУ-450Т на Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга и одного дубль-блока на Калининградской ТЭЦ-2. Этими же ГТУ комплектуются ПГУ-450Т московских ТЭЦ-21 и ТЭЦ-27.

На рис. 13.1 показан продольный разрез ГТУ V94.2 с закрытой нижней частью.

Ротор ГТУ состоит из концевых частей и дисков компрессора и турбины, соединяемых хиртами (рис. 13.2) и центральным стяжным болтом *б*. Цилиндрический проставок *11* позволяет разместить между компрессором *БК* и турбиной *ГТ* выходной диффузор компрессора и входной патрубков подвода газа к соплам первой ступени газовой турбины (см. рис. 13.1).

Ротор ГТУ укладывается в два опорных подшипника *1* и *10* (см. рис. 13.1), которые с помощью силовых стоек крепятся соответственно к корпусу выходного диффузора и входному конфузору компрессора.

Корпус ГТУ состоит из следующих частей: корпуса компрессора с входным патрубком; средней силовой части *б*; выходного патрубка *11*. По бокам средней части *б* с помощью фланцев крепятся две камеры сгорания *КС*, одна из которых изображена на рис. 13.1. С правой стороны силовой части устанавливается одна обойма *8*, в которую помещаются сопловые аппараты всех четырех ступеней газовой турбины.

К вертикальному фланцу левой стороны средней части крепится корпус части высокого давления компрессора. В этот корпус помещаются две обоймы *5* (см. рис. 13.1), в расточки которых устанавливаются направляющие лопатки компрессора. Пространство между обоймами и стенкой корпуса компрессора используется для организации сброса и отборов воздуха.

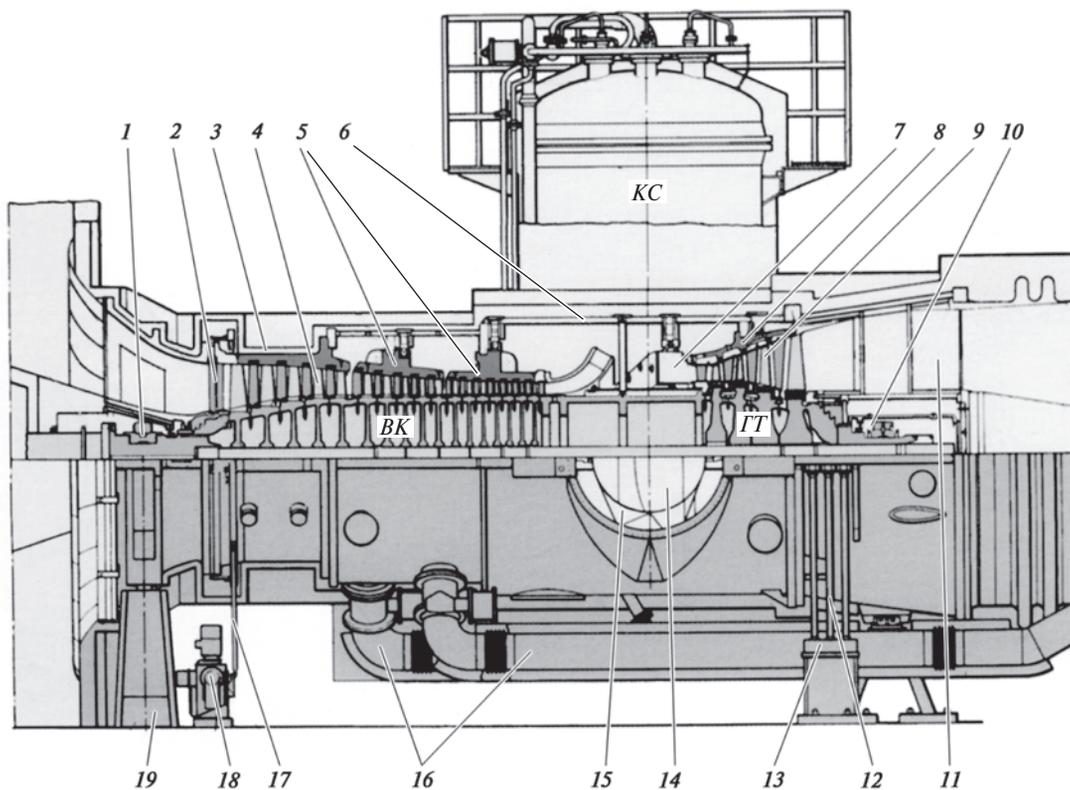
На входе в компрессор устанавливается входной направляющий аппарат *2* (см. рис. 13.1), лопатки которого синхронно поворачиваются кольцом, привод которого осуществляется тягой *17* и электродвигателем *18*.

Силовой корпус ГТУ устанавливается на две пары опор *19* и *13*. Опоры *19*, расположенные по сторонам корпуса, неподвижны и поддерживают корпус в районе фланца горизонтального разреза. Опоры *13*, основания которых также жестко закреплены в бетонной плите, включают в себя по три гибких стержня *12*, на верхние части которых устанавливается внешний корпус ГТУ. При пусках стержни свободно изгибаются и не препятствуют тепловым расширениям корпуса ГТУ.

На рис. 13.3 показан ротор ГТУ, уложенный в нижнюю половину ее корпуса при сборке ГТУ на сборочном стенде. Хорошо видны выше упомянутые опоры *1* и *6*, на которые опирается внешний корпус ГТУ, фланец *5* для присоединения камеры сгорания, рабочие лопатки компрессора *9* и турбины *7*, полости *2* между обоймами корпуса компрессора.

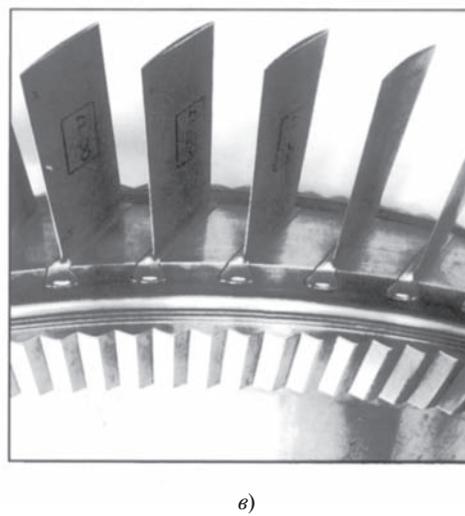
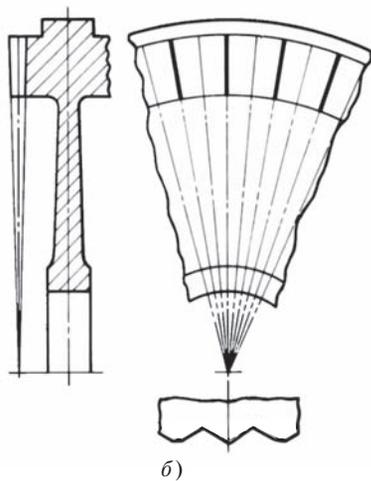
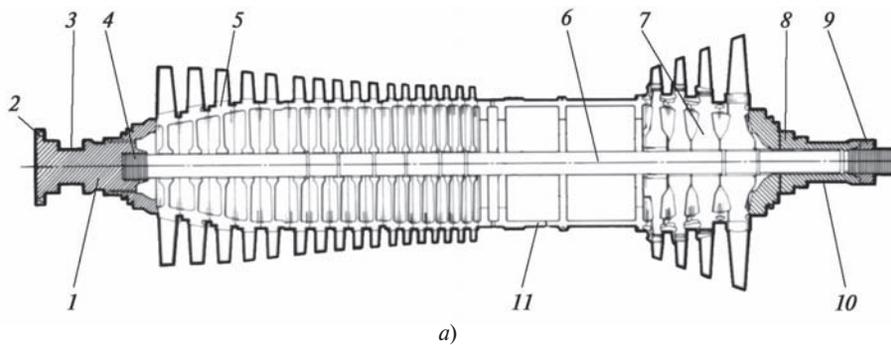
Таблица 13.1. Характеристики ГТУ и соответствующих им ПГУ-У мощностью более 70 МВт

Показатель	Фирма-изготовитель (разработчик), тип ГТУ и год выпуска													
	«Альстом»		«Дженерал Электрик»				«Мицубиси»				«Сиенс»			
	GT13E2	GT26	PG6101FA	PG9171E	PG923EC	PG351FA	MW701DA	MW701F	MW701G	V64.3A	V94.2	V94.2A	V94.3A	V94.3A
Мощность, МВт	168,0	265	70,1	123,4	169,2	255,6	144,1	270,3	334,0	70,0	159,0	190,0	255,0	
КПД, %	35,7	38,5	34,2	33,8	34,9	36,9	34,8	38,2	39,5	36,5	34,5	36,4	38,5	
Мощность пиковая, МВт	176,9	—	73,6	133,0	184,7	—	—	—	—	—	167,0	—	—	
Отношение давлений компрессора	14,6	30,0	15,0	12,3	14,2	15,4	14,0	17,0	21,0	16,2	11,1	14,0	17,0	
Расход воздуха, кг/с	532,5	562,0	205,2	404,1	499,0	645,6	445,4	652,4	737,8	190,2	513,9	527,0	641,0	
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	3000	3000	5254	3000	3000	3000	3000	3000	3000	5400	3000	3000	3000	
Температура газов в турбине, °С:														
на входе	1180	1290	1290	1124	1204	1290	1180	1350	1410	1315	1100	—	1315	
на выходе	524	640	589	538	558	609	536	586	587	571	538	570	577	
Возможная выработка теплоты, МВт	237	300	105	186	240	345	204	328	360	94	237	260	313	
Масса ГТУ, т	330	335	—	863	772	1090	200	340	420	ПО	295	320	330	
Габаритные размеры, м:														
длина	10,8	12,3	36,6	35,1	41,2	34,2	12,5	17,3	18,2	11,0	14,0	12,0	12,5	
ширина	6,4	5,0	6,1	23,5	16,2	7,6	5,2	5,8	6,2	4,0	12,5	6,0	6,1	
высота	5,4	5,5	10,4	11,9	13,7	15,2	5,2	5,8	6,2	4,8	8,4	7,4	7,5	
Мощность ПГУ с одной ГТУ, МВт	168,0	396	107,4	189,2	259,3	390,8	21,5	399	484,4	101	238	285	380	
КПД ПГУ с одной ГТУ, %	49,7	58,5	53,2	52,0	54,0	56,7	51,4	56,9	58,0	53,7	52,1	56	58	
Мощность, МВт:														
ГТУ	—	257	69,1	121,6	166,6	254,1	142,1	266,1	328,9	67,5	154	—	—	
паровой турбины	—	140	40,1	70,4	96,6	141,8	70,4	132,9	155,5	32,0	88	—	—	
Наибольшее число ГТУ	3	2	2	2	2	2	3	2	2	2	2	2	2	
Мощность ПГУ с ними, МВт	727,5	750	218,7	383,7	522,6	786,9	642,3	804,7	972,1	203	478	558	760	
КПД ПГУ с ними, %	53,5	58,2	54,1	52,7	54,4	57,1	51,8	57,4	58,2	54,0	52,3	54,4	58	
Мощность, МВт:														
всех ГТУ	477,9	465,2	138,2	243,2	333,2	508,2	423,6	532,2	657,8	135	308	364	510	
паровой турбины	249,6	260	84,0	146,1	197,6	289,2	218,7	272,5	314,3	70	177	205	260	



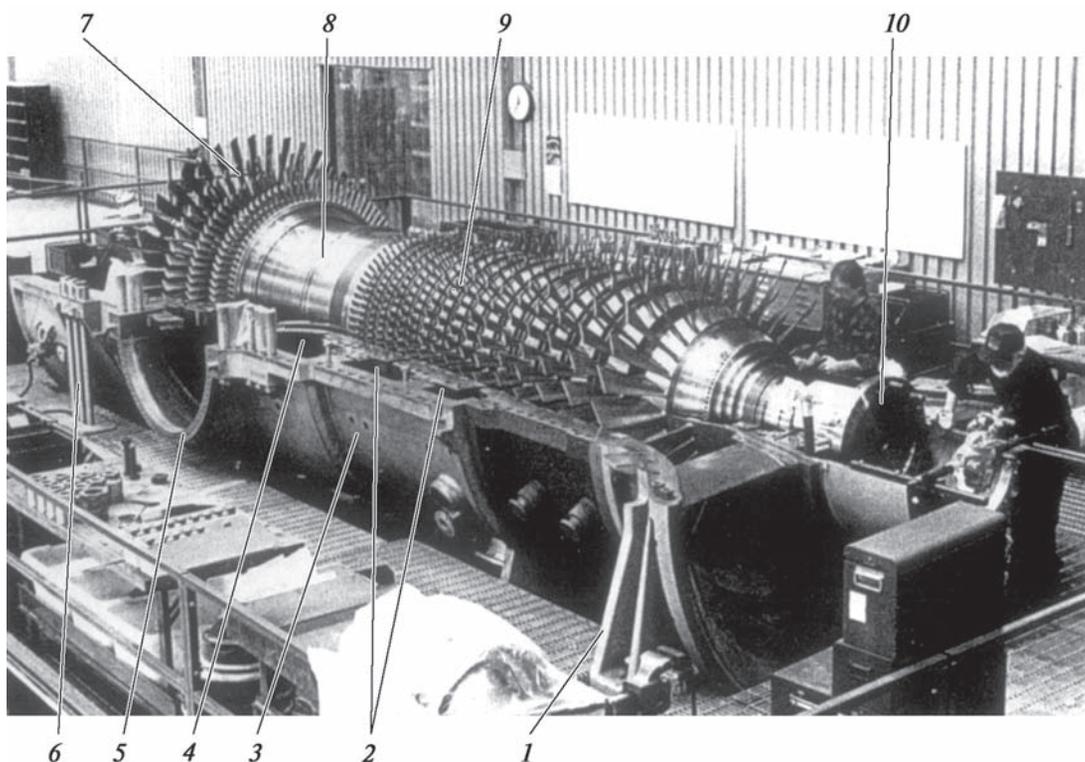
**Рис. 13.1. Продольный разрез ГТУ V94.2:**

1 — передний опорно-упорный подшипник ротора ГТУ; 2 — входной направляющий аппарат воздушного компрессора; 3 — передняя часть корпуса компрессора; 4 — рабочие лопатки воздушного компрессора; 5 — обоймы направляющих аппаратов компрессора; 6 — средняя силовая часть корпуса ГТУ; 7 — кольцевая полость подвода рабочих газов из камер сгорания к сопловому аппарату первой ступени газовой турбины; 8 — обойма сопловых аппаратов газовой турбины; 9 — рабочие лопатки газовой турбины; 10 — опорный подшипник ротора ГТУ; 11 — выходной патрубок ГТУ (диффузор); 12 — гибкие стойки (стержни), обеспечивающие свободное тепловое расширение корпуса ГТУ; 13 — опора гибких стоек; 14 — кольцевая полость, в которой собираются рабочие газы, идущие из камер сгорания; 15 — кольцевое пространство между пламенной трубой камеры сгорания и ее корпусом для прохода воздуха, идущего от компрессора к горелочному устройству; 16 — обводные воздушные трубопроводы; 17 — тяга привода поворотного кольца, обеспечивающего поворот лопаток входного направляющего аппарата компрессора; 18 — приводной электродвигатель с редуктором; 19 — передняя (неподвижная) опора ГТУ; BK — воздушный компрессор; KC — камера сгорания; ГТ — газовая турбина



**Рис. 13.2. Ротор ГТУ фирмы «Сименс»:**

*a* — общий вид ротора; *b* — профиль зубьев хиртового соединения; *v* — диск ротора компрессора с зубьями хиртового соединения; *1* — левая концевая часть ротора; *2* — полумуфта для присоединения проставки, идущей к электрогенератору; *3* — шейка вала опорно-упорного подшипника; *4* — резьбовое соединение; *5* — облопаченный диск компрессора; *6* — стяжной стержень; *7* — облопаченный диск турбины; *8* — правая концевая часть ротора; *9* — гайка; *10* — шейка вала опорного подшипника; *11* — проставочная часть



**Рис. 13.3. Ротор ГТУ 94.2, уложенный в нижнюю половину корпуса ГТУ:**

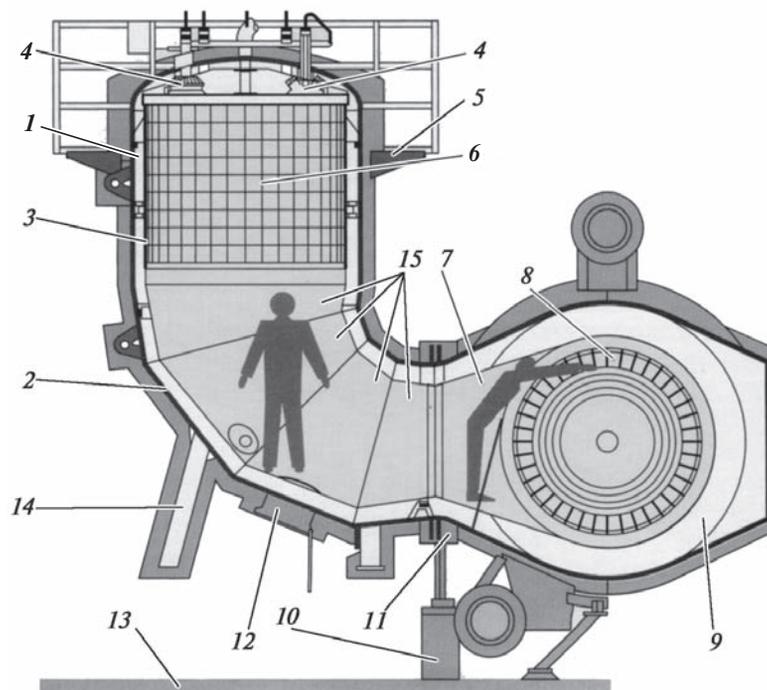
1 — неподвижная опора корпуса ГТУ; 2 — кольцевые полости между обоями компрессора; 3 — корпус компрессора; 4 — полость сбора воздуха после компрессора перед его подачей в камеры сгорания и на охлаждение статорных элементов газовой турбины; 5 — фланец для присоединения камеры сгорания; 6 — гибкие стойки; 7 — лопатки газовой турбины; 8 — кольцевой элемент, соединяющий роторы компрессора и турбины; 9 — рабочие лопатки компрессора; 10 — фланец присоединения вала-проставки, идущего к электрогенератору

Газотурбинная установка имеет две камеры сгорания, расположенные симметрично относительно оси ГТУ. Разрез по камерам сгорания показан на рис. 13.4. Воздух из выходного патрубка компрессора поступает в кольцевое пространство 9 и из него расходится на две камеры сгорания; затем он проходит по кольцевому пространству 1 между корпусом камеры 2 и пламенной трубой 3 или переходными элементами 15.

Пройдя в зазоре между корпусом и пламенной трубой и охладив ее, воздух поступает к восьми горелочным модулям, к которым подается топливо (основное топливо — природный газ, резервное — жидкое). Горение происходит на коротком участке пламенной трубы, где температура составляет примерно 1450 °С. Относительно низкая температура горения сдерживает образование вредных оксидов азота. Изнутри пламенная труба покрыта термостойкими керамическими плитками, защищающими ее от действия высокой температуры. Сама пламен-

ная труба выполнена из инконеля — сплава на основе никеля с высоким содержанием хрома. В ее нижней части имеются специальные окна (не показанные на рис. 13.4), через которые подводится вторичный воздух. Его смешение с продуктами сгорания и тщательное перемешивание в переходных элементах 15 обеспечивают перед сопловым аппаратом первой ступени газовой турбины температуру газов 1100 °С. Температура за соплами первой ступени при стандартных условиях на входе в компрессор составляет 1050 °С.

На рис. 13.5 приведена схема горелочного модуля, представляющего собой комбинацию трех горелок, т.е. устройств, предназначенных для сжигания газа, и одной форсунки, служащей для сжигания жидкого топлива. Такой горелочный модуль называется комбинированным. При мощности ГТУ более 50 % номинальной используется так называемая горелка с предварительным смешением. Топливный газ подается в коллектор 1, а из него —



**Рис. 13.4. Сочленение камеры сгорания и газопускной части газовой турбины (правая камера сгорания не показана):**

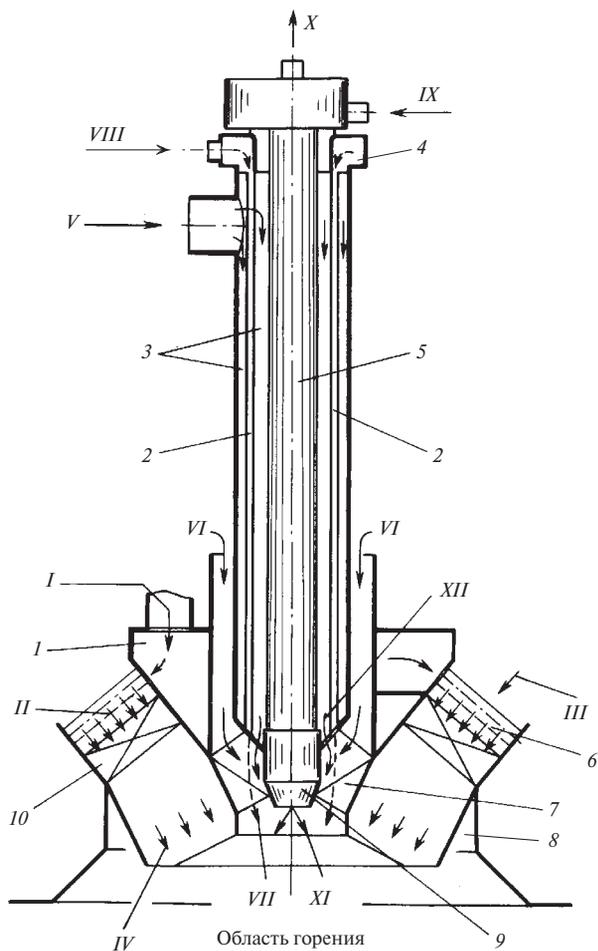
1 — пространство для прохода воздуха от компрессора к горелкам; 2 — корпус камеры сгорания; 3 — пламенная труба; 4 — горелочный модуль; 5 — площадка обслуживания горелок и топливоподающих устройств; 6 — керамические плитки, облицовывающие внутреннюю поверхность пламенной трубы; 7 — переходной патрубков от камеры сгорания к сопловому аппарату первой ступени турбины; 8 — сопловые лопатки первой ступени турбины; 9 — сборная выходная камера воздушного компрессора; 10 — дополнительная опора; 11 — фланец присоединения камеры сгорания к корпусу газовой турбины; 12 — люк для прохода обслуживающего персонала внутрь камеры сгорания; 13 — пол машинного зала ГТУ; 14 — вспомогательная (монтажная) опора камеры сгорания; 15 — переходные элементы от пламенной трубы к переходному патрубку

к многочисленным перфорированным трубкам 6. В кольцевое пространство между трубками подается воздух. Решетка 10 турбулизует поток, и в результате на выходе из горелки создается однородная смесь топлива и воздуха. Эта смесь поджигается постоянно горящей пилотной («дежурной») горелкой (см. ниже). Горение такой смеси происходит по законам кинетики химических реакций, поэтому его называют кинетическим. Оно происходит сразу во всем объеме и на коротком участке пламенной трубы. Главная особенность горения топлива с предварительным смешением — образование малого количества оксидов азота и монооксида углерода.

Однако горелки с предварительным смешением имеют и недостаток: при малых нагрузках, т.е. при малых расходах топливного газа по отношению к поступающему воздуху (напомним, что так как компрессор имеет постоянную частоту вращения, то расход воздуха можно уменьшить сравнительно

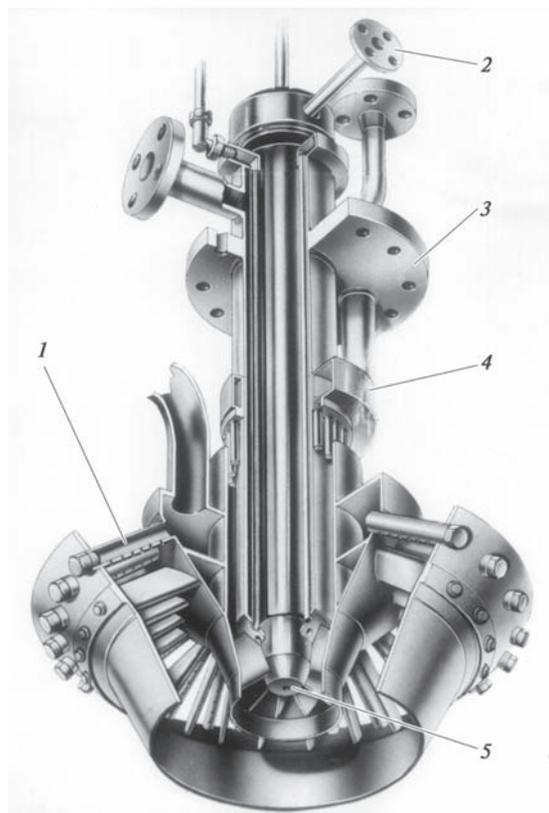
мало только с помощью входного направляющего аппарата компрессора), горение становится неустойчивым. Поэтому горелочный модуль снабжают диффузионной горелкой (без предварительного смешения), работающей при малых нагрузках, в частности при пуске и наборе начальной нагрузки. Через кольцевую полость 3 подается горячий газ, который не успевает полностью смешаться с потоком воздуха VI, а само горение происходит на выходе из горелки в факеле по мере перемешивания топлива и воздуха. Такое горение определяется скоростью диффузии, т.е. механического проникновения топлива в воздух. Поэтому его называют диффузионным, а саму горелку — диффузионной. Горелку, сочетающую в себе горелки с предварительным смешением и диффузионную, часто называют гибридной. Диффузионное горение более устойчиво, чем кинетическое, но характеризуется высоким уровнем вредных выбросов.

Наконец, третья горелка — это пилотная диффузионная горелка, к которой газ подается



**Рис. 13.5. Схема горелочного модуля камеры сгорания:**

1 — камера подачи природного газа к основной горелке с предварительным смешением; 2 — трубки подачи природного газа к пилотной горелке; 3 — кольцевые полости подачи природного газа к диффузионной горелке; 4 — кольцевая камера подачи природного газа к трубкам, питающим пилотную горелку; 5 — полый стержень подвода жидкого топлива к форсунке и отвода его избытка; 6 — полые перфорированные трубки для подачи газа в зону предварительного смешения; 7 — аксиальные лопатки; 8 — цилиндрический воротник корпуса камеры сгорания для установки горелочного модуля; 9 — центробежная форсунка; 10 — решетка, обеспечивающая смешение топлива и воздуха; 11 — подача природного газа в камеру раздачи газа к перфорированным трубкам; 12 — выход природного газа из трубок; 13 — подача воздуха для предварительного смешения с топливом; 14 — смесь, готовая к сжиганию; 15 — подача природного газа к диффузионной горелке; 16 — подача воздуха к диффузионной горелке; 17 — подача природного газа из пилотной диффузионной горелки; 18 — выход природного газа из пилотной диффузионной горелки; 19 — топливный газ к пилотной горелке; 20 — жидкое топливо к форсунке; 21 — конус распыливания жидкого топлива; 22 — выход основного природного газа из диффузионной горелки



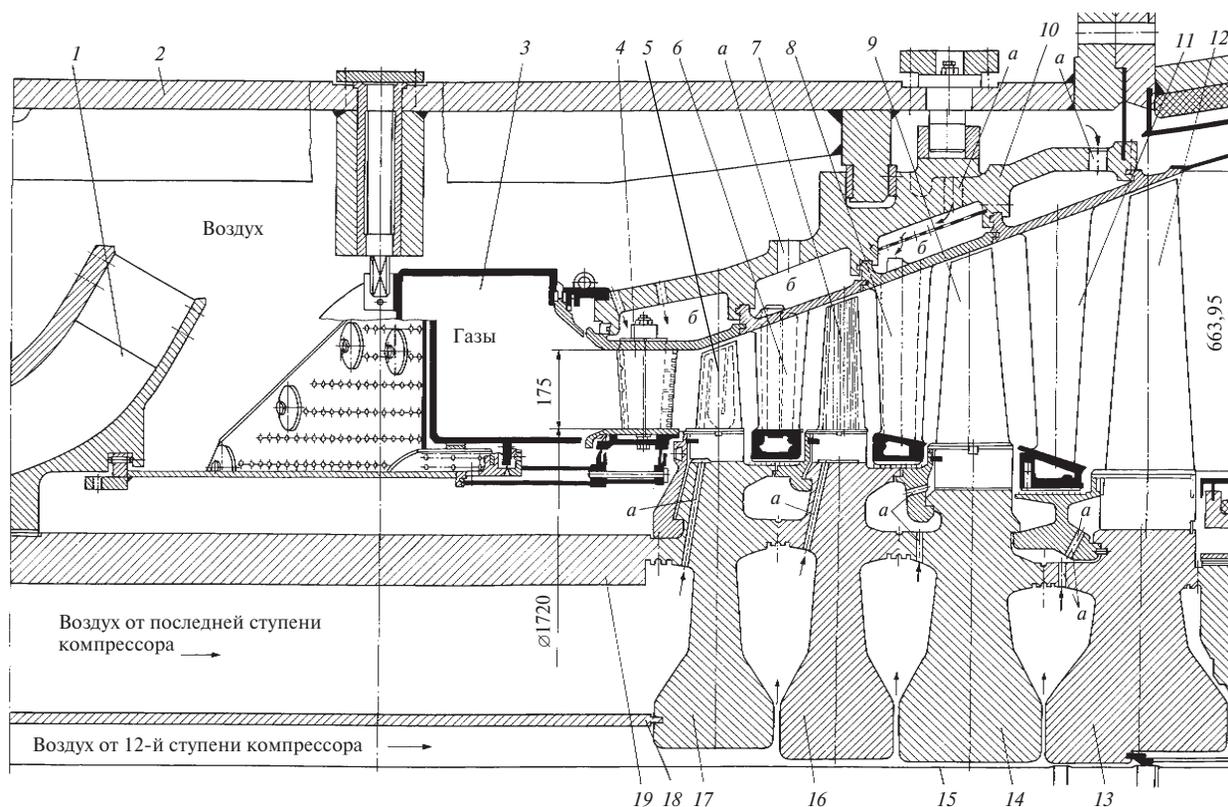
**Рис. 13.6. Внешний вид горелочного модуля камеры сгорания:**

1 — перфорированные трубки для подачи газа в зону смешения с воздухом; 2 — фланец трубопровода подачи жидкого топлива; 3 — фланец крепления горелочного модуля к крышке пламенной трубы; 4 — коллектор подачи пара (или воды) для «экологического» впрыска; 5 — форсунка жидкого топлива

по нескольким трубкам 2. Она горит постоянно при работе и горелок с предварительным смешением, и диффузионных.

При работе на жидком топливе используется центробежная форсунка 9. С ее помощью на выходе создается коническая закрученная струя топлива, которая распадается на мелкие капли, смешивается с воздухом и обеспечивает диффузионное горение. К форсунке жидкое топливо подается в постоянном количестве (поток IX), а отводится в разном (поток X). Увеличивая обратный поток, изменяют расход топлива в зону горения.

На рис. 13.6 показана конструкция горелочного модуля. Его закрепляют с помощью фланца 3 на корпусе камеры сгорания. Нижней конической поверхностью модуль свободно входит в отверстия верхней части камеры сгорания. Пользуясь рис. 13.5, легко уяснить назначение отдельных эле-



**Рис. 13.7. Устройство газовой турбины и система ее охлаждения:**

1 — выходной патрубок воздушного компрессора; 2 — средняя часть корпуса ГТУ; 3 — газосборник; 4, 6, 8 — охлаждаемые сопловые аппараты соответственно первой—третьей ступеней; 5, 7 — охлаждаемые рабочие лопатки; 9, 12 — неохлаждаемые рабочие лопатки; 10 — обойма сопловых аппаратов газовой турбины; 11 — неохлаждаемый сопловой аппарат; 13, 14, 16, 17 — диски соответственно четвертой—первой ступеней; 15 — стяжной болт; 18 — цилиндрическая перегородка, отделяющая воздух, идущий на охлаждение из двенадцатой и последней ступени компрессора и первой ступени газовой турбины; 19 — цилиндрический соединительный элемент дисков последней ступени компрессора и первой ступени газовой турбины; а — каналы охлаждающего воздуха; б — кольцевые полости для охлаждающего воздуха сопловых лопаток

ментов горелочного модуля, представленного на рис. 13.6. Дополнительно на нем показан коллектор 4 подачи пара или воды для так называемого экологического впрыска, предназначенного для подавления оксидов азота при работе на жидком топливе. При этом вместе с подавлением оксидов азота происходит и снижение экономичности.

Устройство газовой турбины и система ее охлаждения представлены на рис. 13.7. Турбина состоит из четырех ступеней.

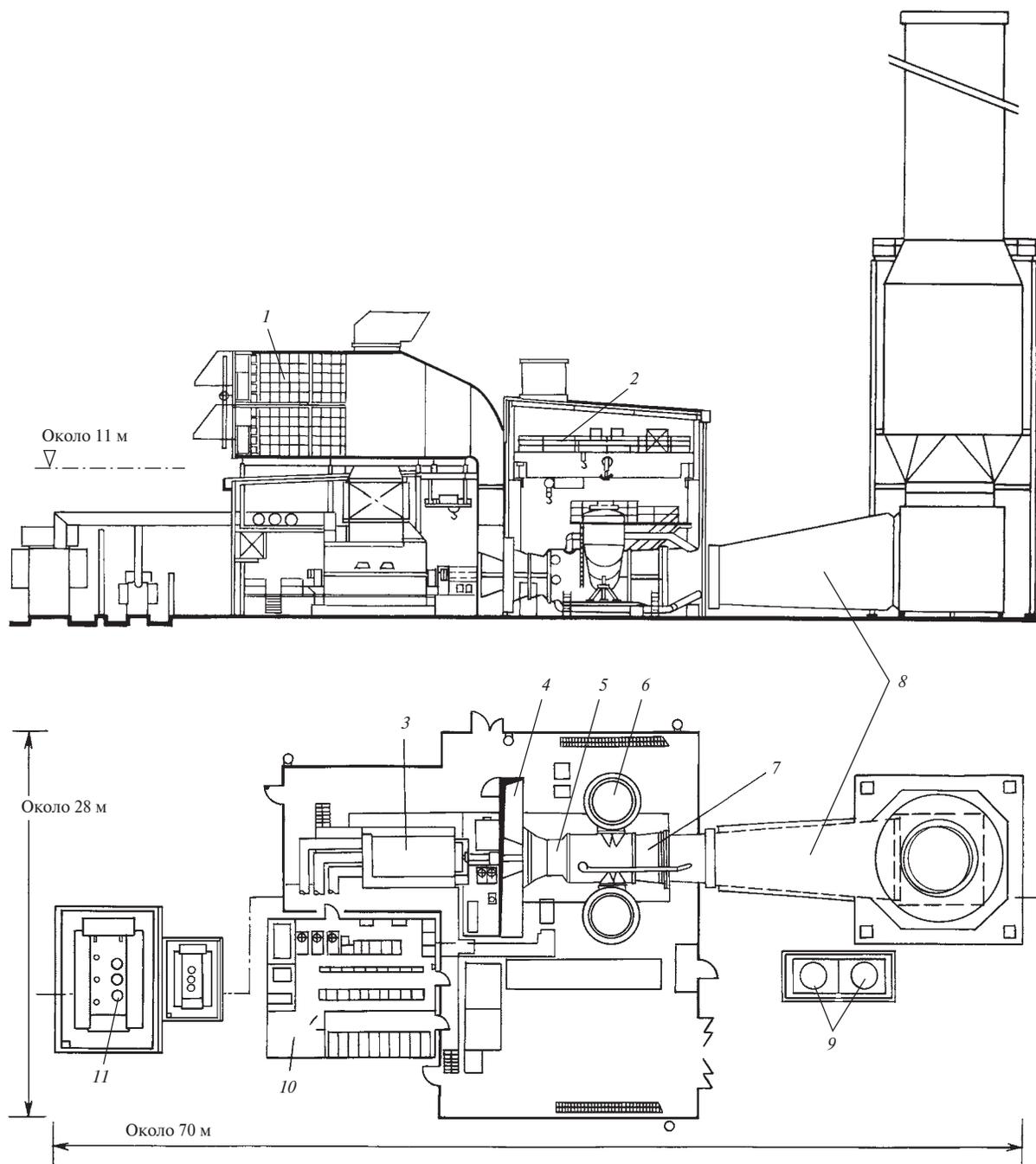
Сопловые лопатки турбины 4, 6, 8 и 11 выполнены заодно с бандажными полками, с помощью которых они закрепляются в обойме 10, которая, в свою очередь, устанавливается в средней части 2 корпуса ГТУ (см. поз. б на рис. 13.1).

Рабочие лопатки 5, 7, 9 и 12 с помощью хвостовиков крепятся на дисках 17, 16, 14 и 13 соответственно. Мощность с диска на диск передается

посредством хиртовых соединений и стяжного болта 15, а с ротора газовой турбины на ротор компрессора и далее на ротор электрогенератора — посредством цилиндрического соединительного элемента 19.

Газы из пламенных труб двух камер сгорания поступают в газосборник 3 и из него — в газовую турбину. Перед газовой турбиной, как указывалось выше, температура газов составляет 1100 °С. После расширения газов в турбине их температура в диапазоне нагрузок 50—100 % должна поддерживаться постоянной и составлять 535 °С. Это обеспечивает надежную и экономичную работу паросиловой установки ПГУ.

В газовой турбине охлаждаются первые пять из восьми венцов. Охлаждение сопловых аппаратов осуществляется воздухом из кольцевых полостей б, в которые он поступает из выходного диффузора 1



**Рис. 13.8. Установка газотурбинного агрегата V94.2 в машинном зале:**

1 — КВОУ; 2 — кран для монтажа и обслуживания ГТУ; 3 — электрогенератор; 4 — шахта подачи воздуха к компрессору; 5 — компрессор; 6 — камера сгорания; 7 — газовая турбина; 8 — переходной диффузор; 9 — маслоохладитель; 10 — щит управления; 11 — трансформатор

компрессора через каналы *a* в обойме. Охлаждающий воздух из полостей *b* направляется внутрь сопловых лопаток и охлаждает их за счет конвекции. Нагретый воздух сбрасывается в проточную часть турбины.

Поступление воздуха в полости *b* одновременно обеспечивает низкую и равномерную температуру обоймы.

Для охлаждения рабочих лопаток первой ступени используется воздух, отбираемый после последней ступени компрессора. Воздух поступает в кольцевую полость между цилиндрическими перегородкой *18* и элементом *19*, а из нее — в каналы *a* в диске, снабжающие воздухом каждую из рабочих лопаток. Воздух входит в каждую лопатку через отверстия в хвостовике, охлаждает ее и выходит в проточную часть газовой турбины.

Для охлаждения рабочих лопаток второй ступени турбины используется воздух от двенадцатой ступени компрессора, который поступает в кольцевую полость между цилиндрической перегородкой *18* и стяжным центральным болтом *15*.

Профильные части рабочих лопаток третьей и четвертой ступеней не охлаждаются, однако охлаждающий воздух из двенадцатой ступени направляется также в пространство между дисками *16* и *14*, а также *14* и *13*, откуда по каналам *a* подается к монтажным зазорам в хвостовиках.

Сборка ГТУ производится на турбинном заводе после изготовления в его цехах отдельных деталей и узлов. В отличие от паровой турбины после сборки на заводе ГТУ испытаний не проходит. В результате с турбинного завода на монтажную пло-

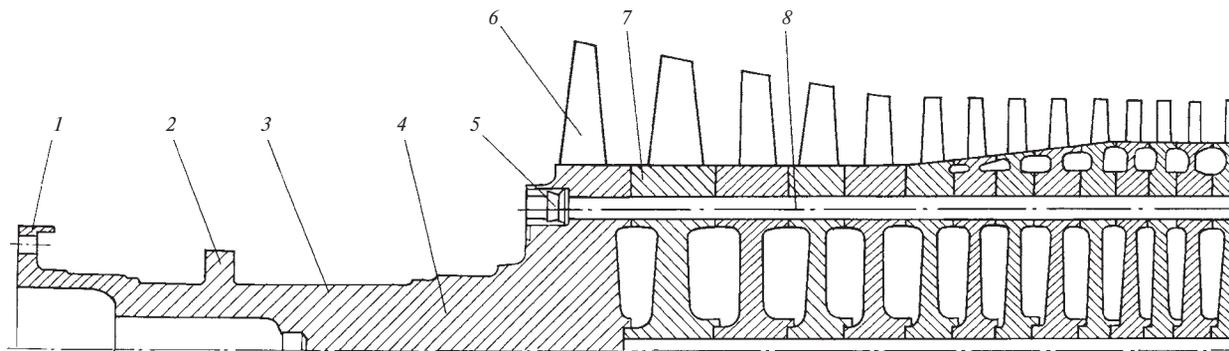
щадку ТЭС доставляет несколько отдельно транспортируемых сборочных единиц:

- турбогруппа (компрессор и турбина);
- две камеры сгорания;
- маслобак с установленным на нем оборудованием;
- входной патрубком компрессора;
- выходной диффузор.

В отличие от паровой турбины ГТУ размещают на ТЭС не на рамном фундаменте, а непосредственно на бетонном основании, установленном на нулевой отметке машинного зала (рис. 13.8). Входную шахту *4* компрессора посредством воздушного короба соединяют с комплектным воздухоочищающим устройством (КВОУ) *1*, где происходит тщательная фильтрация воздуха, исключая износ проточной части компрессора, забивание охлаждающих каналов в рабочих лопатках и другие неприятности. В целях экономии площади КВОУ размещают на крыше здания. К выходному концу вала компрессора присоединяется ротор электрогенератора *3*, а к выходному диффузору ГТУ — переходной диффузор, направляющий газы в дымовую трубу или котел-утилизатор.

### 13.3. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ГТУ

**Роторы.** Роторы мощных энергетических ГТУ в подавляющем большинстве выполняют *сборными* из отдельных дисков и концевых частей. На дисках располагают рабочие лопатки компрессора и газовой турбины, а на концевых частях — шейки опорных подшипников и диск упорного подшипника. Пример конструкции такого ротора приведен выше (см. рис. 13.2).



**Рис. 13.9.** Ротор ГТУ М89001FA фирмы «Дженерал Электрик»:

1 — полумуфта для присоединения ротора генератора; 2 — диск упорного подшипника; 3 — шейка вала компрессора под опорный вкладыш передней опоры; 4 — передняя концевая часть ротора компрессора; 5 — гайка стяжного болта ротора компрессора; 6 — рабочая лопатка первой ступени компрессора; 7 — диск второй ступени компрессора; 8 — окружной стяжной болт ротора компрессора; 9 — рабочая лопатка последней ступени компрессора; 10 — концевое уплотнение компрессора; 11 — задняя концевая часть ротора компрессора; 12 — стяжной болт полумуфт компрессора и турбины; 13 — передняя концевая часть ротора турбины;

Использование сборных роторов для ГТУ дает следующие преимущества.

1. Соединение отдельных дисков компрессора и газовой турбины между собой, с концевыми и проставочными частями (см. рис. 13.1) осуществляется на больших диаметрах. Поэтому в собранном виде ротор приобретает большую изгибную жесткость, что вместе с малой массой обеспечивает высокие критические частоты. Как правило, сборные роторы ГТУ являются либо жесткими, либо проходят при пуске только одну критическую частоту вращения. Это упрощает эксплуатацию ГТУ.

2. Основные узлы ГТУ (компрессор и турбина) и даже их детали работают в различных условиях (температура и степень агрессивности среды), и поэтому для них требуются различные материалы. Сборная конструкция позволяет выбрать их оптимальным образом.

3. В сборном дисковом роторе сравнительно просто обеспечить воздушное охлаждение его деталей, в том числе дисков и рабочих лопаток газовой турбины. Для этого охлаждающий воздух с необходимыми давлением и температурой отбирается из промежуточных ступеней компрессора и через центральные отверстия в дисках направляется на охлаждение соответствующих ступеней газовой турбины. При этом отпадает необходимость в трубопроводах отбора и подвода охлаждающего воздуха, что упрощает ремонт и эксплуатацию.

4. Сравнительно малые габаритные размеры и масса отдельных дисков и других элементов сборного ротора позволяют получить при изготовлении

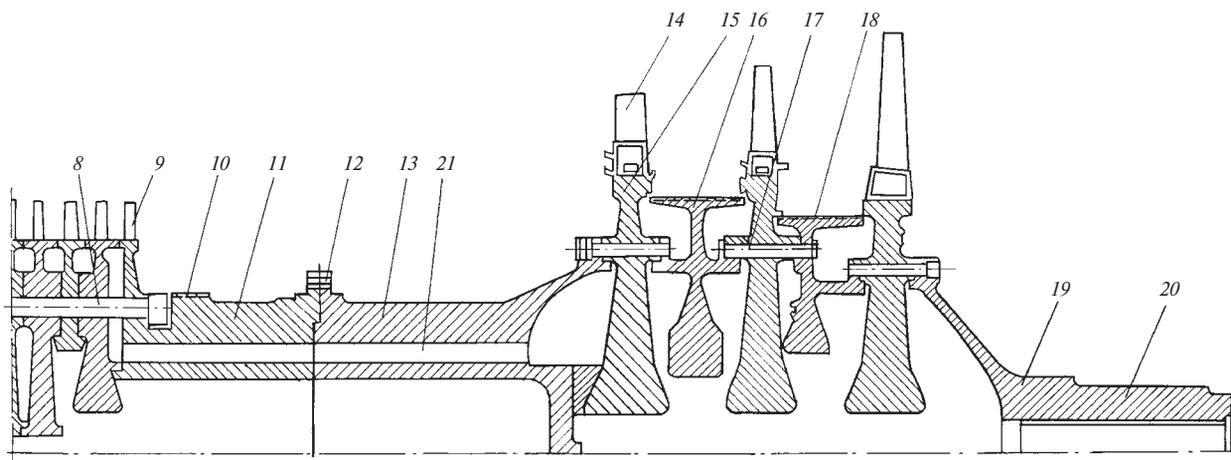
требуемые свойства металла, хорошо проконтролировать качество изготовления, легко осуществлять контроль и дефектоскопию в условиях эксплуатации.

5. Сравнительно малые толщины дисков и других элементов ротора, а также подача охлаждающего воздуха в камеры между дисками позволяют исключить в них появление высоких температурных напряжений при стационарных и переходных режимах, что обеспечивает высокую маневренность ГТУ.

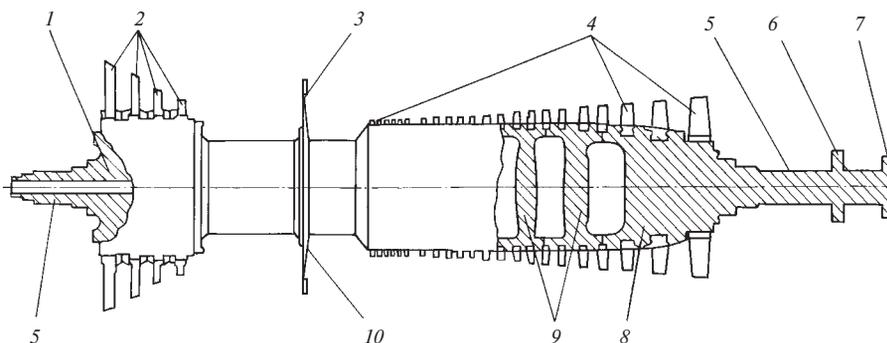
Различают два типа сборных роторов: с центральным стяжным болтом и с окружными стяжными болтами. Первый из них для всех своих ГТУ использует фирма «Сименс», он рассмотрен выше (см. рис. 13.2). Второй тип используют фирмы «Дженерал Электрик» и «Мицубиси».

На рис. 13.9 показан сборный ротор ГТУ MS9001FA фирмы «Дженерал Электрик».

Ротор компрессора состоит из передней 4 и задней 11 концевых частей, на которых установлены рабочие лопатки первой 6 и последней 9 ступеней компрессора. Между концевыми частями расположено 16 облопаченных дисков. Концевые части и диски стянуты многочисленными болтами 8, расположенными по окружности достаточно большого диаметра (поэтому для краткости эти болты называются окружными). Диски центрируются поясками и расточками под них в ступицах соседних дисков, осевой зазор в соединении допускает взаимные тепловые расширения дисков. В осевом направлении диски контактируют только по пояскам, примыкающим к стяжным болтам.



14 — рабочая лопатка первой ступени турбины; 15 — диск первой ступени турбины; 16 — диск-проставок между дисками первой и второй ступеней турбины; 17 — стяжной болт, соединяющий диск второй ступени и смежные диски-проставки; 18 — диафрагменное уплотнение третьей ступени; 19 — задняя концевая часть ротора турбины; 20 — шейка вала ротора под опорный вкладыш задней опоры; 21 — полость для охлаждающего воздуха



**Рис. 13.10. Сварной ротор ГТУ GT26 фирмы «Альстом»:**

1, 8 — передняя и задняя концевые части ротора; 2 — рабочие лопатки турбины низкого давления; 3 — рабочие лопатки турбины высокого давления; 4 — рабочие лопатки компрессора; 5 — шейки вала под опорные вкладыши; 6 — упорный диск; 7 — полумуфта для присоединения ротора генератора; 9 — кованные диски; 10 — диск турбины высокого давления

Ротор газовой турбины выполняется обычным образом: к концевым частям 13 и 19 болтами 17 крепятся диски 15 и диски-проставки 16, на внешней поверхности которых выполнены уступы диафрагменных лабиринтных уплотнений 18.

Роторы компрессора и турбины собираются с помощью болтов 12 в единый валопровод, укладываемый в опорные вкладыши шейками 3 и 20.

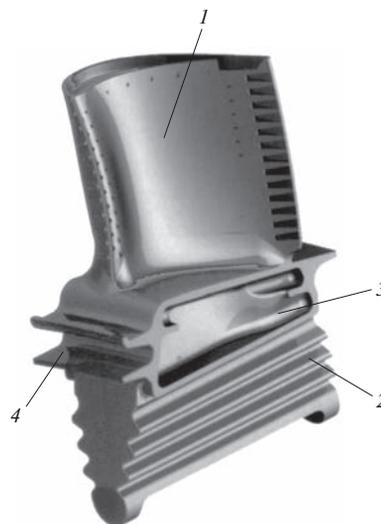
Полость 21 служит для отвода воздуха из компрессора на охлаждение ротора газовой турбины.

На рис. 13.10 показана конструкция сварного ротора ГТУ GT26 фирмы «Альстом». Ротор сваривается из кованных концевых частей и кованных дисков. ГТУ GT26 выполнена с промежуточным подводом теплоты. Из компрессора воздух поступает в первую кольцевую камеру сгорания, продукты сгорания из которой расширяются в одноступенчатой газовой турбине, диск 10 которой и рабочие лопатки 3 показаны на рис. 13.10. Из нее уходящие газы поступают во вторую кольцевую камеру сгорания, их температура повышается, и они направляются в четырехступенчатую газовую турбину, рабочие лопатки 2 которой также показаны на рис. 13.10.

Благодаря специальной конструкции хвостовиков рабочих лопаток газовой турбины и развитой системе охлаждения, их рабочие колеса (диски) работают при существенно меньших температурах, чем сопловые и рабочие лопатки. Однако большие диаметры дисков, их значительная толщина, наличие центральных отверстий для прохода охлаждающего воздуха, неравномерное распределение температур по радиусу при стационарном и нестационарных режимах приводят к появлению очень высоких напряжений и как следствие к необходимости обеспечения их прочности. Одновременно возникает требование к высокому сопротивлению появлению дефектов (трещин) и их росту до недопустимого размера. Для удовлетворения этих требований

используются высоколегированные стали и сплавы на основе никеля. В состав используемых сталей входят примерно 12 % хрома, 2,5 % никеля, 1,7 % молибдена. Используемые никелевые сплавы содержат 16—19 % хрома и ряд других элементов (молибден, титан), обеспечивающих необходимую прочность.

**Рабочие лопатки газовых турбин и компрессоров.** Внешний вид типичной рабочей лопатки газовой турбины представлен на рис. 13.11, а ее система охлаждающих каналов показана на рис. 13.12. Рабочая лопатка состоит из профильной части и удлиненного хвостовика, имеющего собс-



**Рис. 13.11. Общий вид рабочей лопатки газовой турбины фирмы «Дженерал Электрик»:**

1 — профильная часть; 2 — собственно хвостовик; 3 — промежуточный элемент; 4 — полка для установки радиального уплотнения

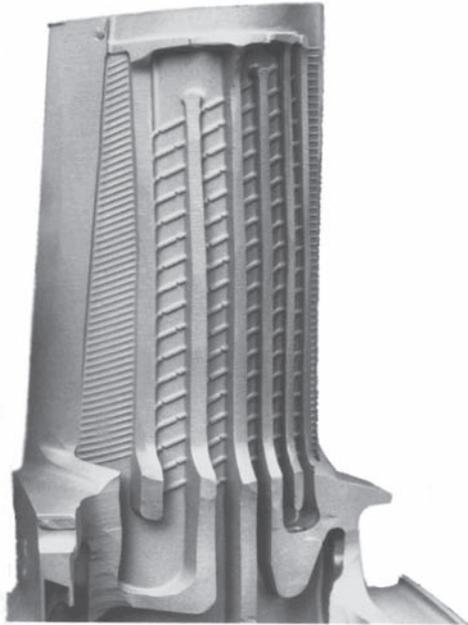


Рис. 13.12. Система охлаждающих каналов внутри рабочей лопатки фирмы «Дженерал Электрик»

твенно многопорный елочный хвостовик и промежуточный элемент. Промежуточный элемент обеспечивает высокое термическое сопротивление, препятствующее нагреву хвостового соединения теплотой горячих газов, омывающих профильную часть рабочей лопатки. Дополнительная установка уплотнений с двух сторон «отсекает» тепловой поток от рабочего колеса, на котором установлены рабочие лопатки, и снижает его температуру с малым градиентом по радиусу. Тем самым обеспечиваются длительная прочность рабочего колеса, несмотря на высокий уровень напряжений от центробежных сил, а также малые температурные напряжения. Кроме того, между смежными поверхностями промежуточных элементов соседних лопаток возникает демпфирование.

На рис. 13.13 показано, как организовано воздушное охлаждение рабочих лопаток. Лопатки изготавливаются точным литьем по выплавляемым моделям в вакууме по очень сложной технологии. В результате внутри лопатки создается система каналов (см. рис. 13.12), по которым движется охлаждающий воздух, подаваемый от компрессора. Воздух подается через радиальные сверления в ободе диска к торцу хвостовика каждой лопатки и, проходя через каналы, осуществляет конвективное охлаждение. Для его интенсификации внутреннюю поверхность каналов покрывают так называемой вихре-

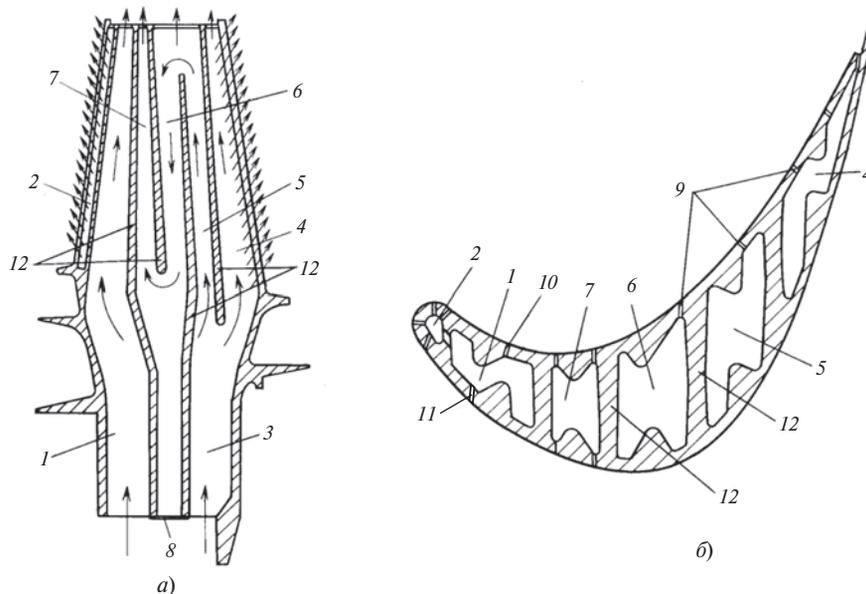


Рис. 13.13. Типичная система охлаждения рабочей лопатки первой ступени газовой турбины (движение охлаждающего воздуха показано стрелками):

*a* — разрез по скелетной линии профилей сечений лопатки; *b* — поперечный разрез; 1, 3 — каналы подвода охлаждающего воздуха; 2 — канал снабжения охлаждающим воздухом входной кромки лопатки; 4 — то же выходной кромки лопатки; 5—7 — серпантин движения охлаждающего воздуха в средней части лопатки; 8 — заглушка; 9—11 — перфорации; 12 — продольные перемычки

вой матрицей — системой ребер, выступов, штырьков и других завихрителей, турбулизирующих поток.

Охлаждающий воздух попадает в лопатку двумя потоками.

Первый поток (примерно 30 % общего расхода на охлаждение лопатки) поступает в канал 1 (см. рис. 13.13). Примерно половина этого воздуха идет в перфорации 10 и 11 в стенках лопатки, остальной воздух — в канал 2, а из него — в перфорации, выполненные на входной кромке. Выходя из этих отверстий, воздух создает сплошную заградительную пленку (пленку), отсекающую основной поток горячих газов от поверхности. Такое охлаждение называют *заградительным* или *пленочным*.

Второй поток охлаждающего воздуха (примерно 70 %) поступает в канал 3 и примерно поровну разводится по каналам 4 и 5. Воздух, протекая через канал 4 и вытекая из перфораций 9 и щелей в выходной кромке, обеспечивает охлаждение выходной кромки лопатки. Воздух, поступающий в канал 5, совершает серпантинное движение по каналам 5—7, вытекает через перфорации 9 в стенках и охлаждает среднюю часть лопатки.

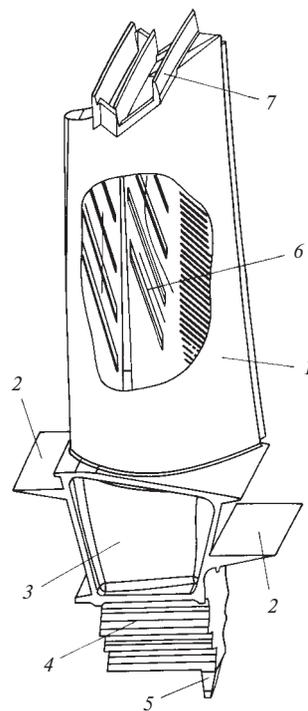
Перфорации в стенках лопатки представляют собой многочисленные отверстия (иногда более 600) небольшого диаметра (0,5—0,6 мм).

Таким образом, в рассмотренной конструкции лопатки реализовано *конвективно-пленочное охлаждение*. Оно используется в одной-двух первых ступенях газовой турбины, где температура газов высокая. В последующих ступенях применяется только конвективное охлаждение воздухом через внутренние каналы с выбросом нагретого воздуха через выходную кромку и отверстия в торце профиля.

Рабочие лопатки последней ступени, работающие при сравнительно низких температурах, не охлаждаются, так как используемые материалы позволяют этого не делать.

На рис. 13.13 показана рабочая лопатка, не имеющая периферийного бандажа. Такие лопатки используют в первой ступени, в которой затруднительно организовать его охлаждение. В остальных ступенях, как правило, рабочие лопатки выполняют с периферийным интегральным бандажом, обеспечивающим дополнительное демпфирование на стыках полок бандажа и уменьшающим периферийную утечку. Пример такой лопатки показан на рис. 13.14.

Сопrotивление рабочих лопаток высоким механическим нагрузкам, вызванным вращением, изгибом под действием аэродинамических сил, а также неравномерным нагревом и в условиях высоких температур зависит в первую очередь от используемого материала и его структуры. Для рабочих лопа-



**Рис. 13.14. Рабочая лопатка газовой турбины с интегральным бандажом:**

1 — профильная часть; 2 — полки для радиального уплотнения; 3 — промежуточный элемент; 4 — елочный хвостовик; 5 — стопор осевого смещения лопатки в диске; 6 — вихревая матрица; 7 — интегральный периферийный бандаж

ток газовых турбин используются высокопрочные сплавы на основе никеля (см. ниже). Лопатки изготавливают точным литьем по выплавляемым моделям в вакууме в целях исключения вредного влияния на материал лопатки кислорода и азота, содержащихся в воздухе. При обычной технологии литья такого рода металл отливаемой лопатки затвердевает в направлении от поверхности лопатки к ее оси и приобретает кристаллическую структуру. Каждый из кристаллов при этом обладает разными механическими и физическими свойствами в разных направлениях, однако из-за их хаотичного расположения свойства металла лопатки в целом оказываются одинаковыми во всех направлениях. Поэтому такую структуру называют *равноосной*. Ее слабым местом являются границы (стыки) кристаллов. В результате длительная прочность такого металла, особенно при повышенных температурах, оказывается недостаточной.

Стремление к уменьшению вредного влияния границ кристаллов привело к появлению новой технологии литья, при использовании которой также возникает кристаллическая структура, однако сами кристаллы в лопатке формируются в виде столби-

ков, расположенных вдоль оси лопатки. Для этого при литье обеспечивают быстрое образование кристаллов на дне отливки (у хвостовика) и их рост в продольном направлении. Отсутствие границ кристаллов, расположенных поперек оси лопатки, перпендикулярно к которым приложены центробежные силы, обеспечивает существенно большую их прочность. Такие лопатки называются лопатками с *направленной кристаллизацией* (затвердеванием). Они имеют значительно большую длительную прочность и сопротивление усталости.

Дальнейшее совершенствование технологии изготовления рабочих лопаток привело к созданию монокристаллических лопаток, которые выращивают в виде одного кристалла, и поэтому обладают еще более высокой прочностью. В современных газовых турбинах рабочие лопатки первой ступени, а иногда и второй, выполняют монокристаллическими, а лопатки остальных ступеней — по менее сложной технологии изготовления.

Кроме традиционных для рабочих лопаток турбомашин центробежных и аэродинамических сил, их поверхности подвержены действию коррозии.

Интенсивная *высокотемпературная коррозия* возникает вследствие наличия в продуктах сгорания щелочных металлов, таких как натрий и калий, вступающих в реакцию с серой и образующих расплавленные сульфаты, отлагающиеся на поверхности и вызывающие коррозию. Эти вещества попадают в продукты сгорания либо из топлива, либо из воздуха, засасываемого компрессором. Высокотемпературная коррозия особенно быстро происходит в присутствии ванадия и свинца, которые могут содержаться в жидком топливе. Высокотемпературная коррозия протекает при температуре металла 815—930 °С, и она была основным фактором, лимитирующим срок службы лопаток, до тех пор, пока не стали использовать термозащитные покрытия.

*Низкотемпературная коррозия* протекает при температуре 590—760 °С при значительном парциальном давлении паров оксида серы, возникающего при взаимодействии сульфата натрия с поверхностью некоторых металлов, в частности никелевых и кобальтовых сплавов.

*Высокотемпературное окисление* также является одним из видов коррозии, возникающей вследствие больших избытков воздуха в продуктах сгорания.

Радикальным средством борьбы со всеми перечисленными типами коррозии являются металлокерамические термозащитные покрытия, продлевающие долговечность деталей в 10—20 раз.

История использования термозащитных покрытий деталей ГТУ насчитывает более 30 лет. Разработаны соответствующие покрытия для различных

условий работы с использованием различных технологий. Наиболее продвинутой является технология плазменного напыления в вакууме на поверхность лопатки двух защитных слоев, первый из которых (внутренний) обеспечивает высокую адгезию между наружным покрытием и основным металлом. Покрытия наносятся также на внутренние поверхности каналов для прохода охлаждающего воздуха, на бандаж и поверхности перфорационных отверстий, обеспечивающих пленочное охлаждение; для их нанесения используются газоконвекционные методы.

Для рабочих лопаток газовых турбин, работающих в условиях агрессивной среды, высоких температуры и напряжений от вращения и неравномерного нагрева, используются никелевые сплавы с высоким содержанием хрома (14—18 %), кобальта (8—18 %), молибдена (1,5—5 %), титана (3—5 %) и некоторых других элементов. Эти сплавы должны обладать хорошими литейными качествами, соответствовать способу литья и выбранной микроструктуре (равноосной структуре, направленной кристаллизации или монокристаллической).

Рабочие лопатки компрессоров работают в более легких условиях, чем рабочие лопатки газовых турбин. Через первую ступень компрессора и последнюю ступень газовой турбины ГТУ (в этих ступенях максимальные объемные расходы среды) проходят практически одинаковые массовые расходы среды, однако объемные расходы отличаются в меру отношения абсолютных температур, т.е. примерно в 3 раза. Поэтому ометаемая площадь первой ступени компрессора меньше ометаемой площади последней ступени турбины. Следовательно, и растягивающие напряжения от центробежных сил в компрессоре оказываются меньше. Температура воздуха в компрессоре существенно меньше, чем в газовой турбине. Все это позволяет выполнить рабочие лопатки в компрессоре с простыми хвостовиками типа «ласточкин хвост» (рис. 13.15).

Несмотря на существенно меньшие напряжения, возникающие в рабочих и направляющих лопатках компрессора, необходимо учитывать коррозионный характер среды, поступающей в него. Поэтому их изготавливают штамповкой и механической обработкой из нержавеющей сталей, содержащих 12 % хрома. Особенно агрессивной среда является в первых ступенях компрессора в условиях повышенной влажности наружного воздуха, из которого влага конденсируется на поверхности облопачивания и создает условия для появления агрессивных электролитов. Эти электролиты провоцируют появление язв, ускоряющих возникновение трещин коррозионной усталости. Язвенная коррозия усиливается при простоях, когда температура воздуха ниже температуры точки росы, особенно при наличии отложений в проточной части. Поэтому для первых пяти—восьми

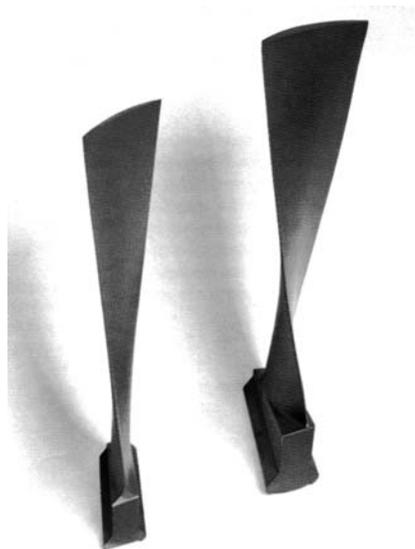


Рис. 13.15. Рабочие лопатки компрессора

ступеней используют специальные покрытия. Они также защищают рабочие лопатки компрессоров от возможной капельной эрозии в первых ступенях.

**Сопловые аппараты газовых турбин.** Сопловые аппараты выполняются либо в виде отдельных сопловых лопаток (рис. 13.16), либо в виде сегментов из двух-трех сопловых лопаток (рис. 13.17). Профильные части сопловых аппаратов отливаются как одно целое с бандажными полками с захватами, с помощью которых они устанавливаются в верхней и нижней половинах обойм или корпусов. Захватами на внутренней бандажной полке сопловой аппарат сопрягается с полукольцами, несущими диафрагменное уплотнение.

Условия работы сопловых аппаратов более легкие, чем рабочих лопаток, так как на них не дей-

ствуют центробежные силы от вращения. Однако высокая температура омывающих их газов требует охлаждения. Поэтому все сопловые аппараты мощных ГТУ снабжаются воздушным охлаждением. Для первых ступеней (одной-двух) обычно используют конвективно-пленочное охлаждение, для остальных — внутреннее конвективное. Воздух для охлаждения сопл первой ступени берется за последней ступенью компрессора, для остальных ступеней — из камер подвода, в которые он поступает из ступеней компрессора с соответствующим давлением.

Рассмотрим конструкцию сопловой лопатки первой ступени с конвективно-пленочным охлаждением (рис. 13.18). Лопатка состоит из тонкостенной оболочки 2 и двух дефлекторов: переднего 3 и заднего 4. Оболочка выполняется методом литья по выплавляемым моделям. Ее вогнутая поверхность и спинка соединены продольной перегородкой 8 и многочисленными цилиндрическими штырьками 1. Тем самым внутри лопатки создаются две полости, в которые вставляются дефлекторы, опирающиеся на дистанционные штырьки 5 круглой формы. Дефлекторы выполняются штамповкой и закрепляются по верхнему и нижнему сечениям сопловой лопатки. Поэтому между стенками оболочки и дефлекторов образуются пристеночные каналы малой ширины. В дефлекторах выполняются отверстия 9, соединяющие полости дефлектора и пристеночные каналы.

Передний дефлектор имеет поперечную перегородку 7, разделяющую его полость по высоте на две части, в каждую из которых подается «свежий» охлаждающий воздух. Последний проходит через отверстия в дефлекторе и поступает на охлаждение передней кромки сопловой лопатки. Часть его вытекает через отверстия в ней и обеспечивает ее пленочное охлаждение. Остальная часть движется в зазоре между дефлектором и оболочкой, перемешиваясь с охлаждающим воздухом, выходящим стру-



Рис. 13.16. Сопловые лопатки газовой турбины ГТУ V94.3A фирмы «Сименс»:

1 — профильная часть; 2 — внутренняя бандажная полка с захватами для установки тела диафрагмы; 3 — внешняя бандажная полка с захватами для установки в обойме



**Рис. 13.17.** Сегмент сопл газовой турбины фирмы «Дженерал Электрик»

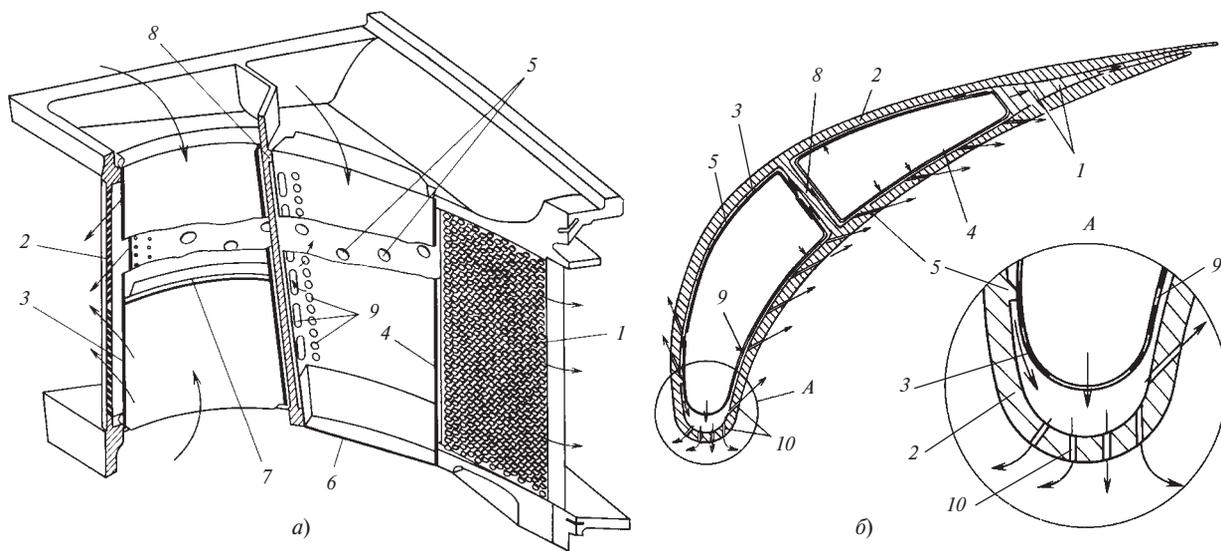
ями из отверстий 9 в дефлекторе и обеспечивающим охлаждение внутренней поверхности оболочки передней части лопатки. Далее этот воздух выходит через отверстия 10 диаметром 0,8—1,5 мм в оболочке и создает на ней защитную холодную пленку. Таким образом, изнутри оболочка охлаждается конвекцией и струями, поступающими из отверстий в дефлекторе (иногда такое охлаждение называют «душированием» — от слова душ), а снаружи — пленкой охлаждающего воздуха. В передний дефлектор подается примерно 40 % воздуха, идущего на охлаждение всей лопатки.

Задний дефлектор 4 выполнен с донной заглушкой 6. Поступающий в него воздух (примерно 60 %) расходуется на душирование средней части лопатки. При этом примерно 10 % направляется в перфорации на вогнутой части лопатки, а примерно 50 % — на охлаждение выходной части.

Столь сложная система охлаждения сопловых лопаток первой ступени обусловлена двумя требованиями: получить сравнительно низкую среднюю температуру металла лопаток и одновременно сравнительно равномерное температурное поле, не вызывающее недопустимых температурных напряжений при стационарных и переходных режимах и появления трещин термической усталости. Именно поэтому перфорации выполняются в тех зонах, где коэффициенты теплоотдачи от газов к металлу максимальны.

Рабочие и внутренние поверхности лопаток и бандажных полок снабжаются термозащитными покрытиями, обеспечивающими достаточное сопротивление высокотемпературной коррозии и высокотемпературному окислению.

Материал сопловых аппаратов газовых турбин должен иметь хорошее сопротивление высокотемпературной коррозии и окислению, термической усталости, а также хорошие литейные качества. Такими материалами являются кобальтовые и никелевые сплавы. Кобальтовые сплавы легируют никелем (на уровне 10 %), хромом (20—25 %) и воль-



**Рис. 13.18.** Сопловая лопатка первой ступени газовой турбины (стрелками показано движение охлаждающего воздуха):

*a* — разрез по срединной поверхности профильной части; *б* — поперечное сечение; 1 — вихревая матрица из турбулизирующих штырьков, соединяющих выходные кромки вогнутой части и спинки; 2 — оболочка лопатки с отверстиями для пленочного охлаждения; 3 — передний дефлектор; 4 — задний дефлектор; 5 — дистанционные штырьки для установки дефлектора; 6 — донная заглушка; 7 — поперечная перегородка; 8 — продольная перегородка; 9 — отверстия в дефлекторе для струйного воздушного охлаждения внутренней поверхности оболочки; 10 — отверстия для пленочного охлаждения оболочки

фрамом (7—8 %). Никелевые сплавы легируют хромом и кобальтом (примерно 20 % каждого) с добавками вольфрама, молибдена и титана (на уровне 1—2 %). Для сопл последних ступеней используют стали, легированные никелем, хромом и кобальтом (примерно 20 % каждого).

**Камеры сгорания.** Независимо от конструкции к камерам сгорания предъявляется ряд жестких технических требований.

Прежде всего камера сгорания должна обеспечивать высокие экологические характеристики ГТУ. Выбросы высокотоксичных оксидов азота, которые составляют 90—95 % всех вредных выбросов, в диапазоне нагрузок ГТУ от 100 до 50 % при сжигании природного газа не должны превосходить  $50 \text{ мг/м}^3$ , а при сжигании жидкого топлива —  $100 \text{ мг/м}^3$  (при 15 %-ной концентрации кислорода). Уменьшение концентрации оксидов азота достигается снижением максимальной температуры факела и сокращением времени пребывания сжигаемого топлива в зонах максимальной температуры.

Самый простой и отработанный способ подавления оксидов азота — впрыск воды или пара в зону горения (такие камеры называются «мокрыми»). При впрыске влаги, количество которой примерно равно количеству вводимого топлива, т.е. примерно 1—2 % расхода воздуха, концентрация оксидов азота снижается в 3—4 раза. Однако при этом теплота парообразования уходит в дымовую трубу вместе с дымовыми газами и экономичность ГТУ уменьшается. Приемлемое содержание оксидов азота при сжигании природного газа может быть получено только при подаче в зону горения предварительно подготовленной бедной гомогенной смеси топливного газа и воздуха при коэффициенте избытка воздуха 1,9—2,2 (такие камеры называют «сухими»). В этом случае в объеме факела не возникает зон с малыми избытками воздуха и соответственно с высокой температурой горения. Как показали результаты опытов ВТИ, переход с диффузионного горения на горение с предварительным смешением уменьшает содержание оксидов азота в 4—5 раз.

Вместе с тем при сжигании гомогенных бедных смесей, особенно при уменьшении нагрузки и соответственно расхода топлива, возникают две сложные проблемы:

обеспечение устойчивой работы камеры, т.е. горения без недопустимых пульсаций и без срыва факела или его проскока в зону смешения;

обеспечение хорошей полноты сгорания топлива без образования монооксида углерода.

Для их решения необходимо принимать меры по обогащению топливоздушную смеси, что усложняет конструкцию камеры и сжигающих устройств,

а также требует использования автоматических систем управления.

Далее в соответствии с тенденцией повышения начальной температуры газов общий коэффициент избытка воздуха уменьшается до 2,5—2,8, а подготовка бедных смесей требует подвода большого количества воздуха в зону горения. Из-за этого все меньшее и меньшее количество воздуха остается для охлаждения элементов камеры сгорания.

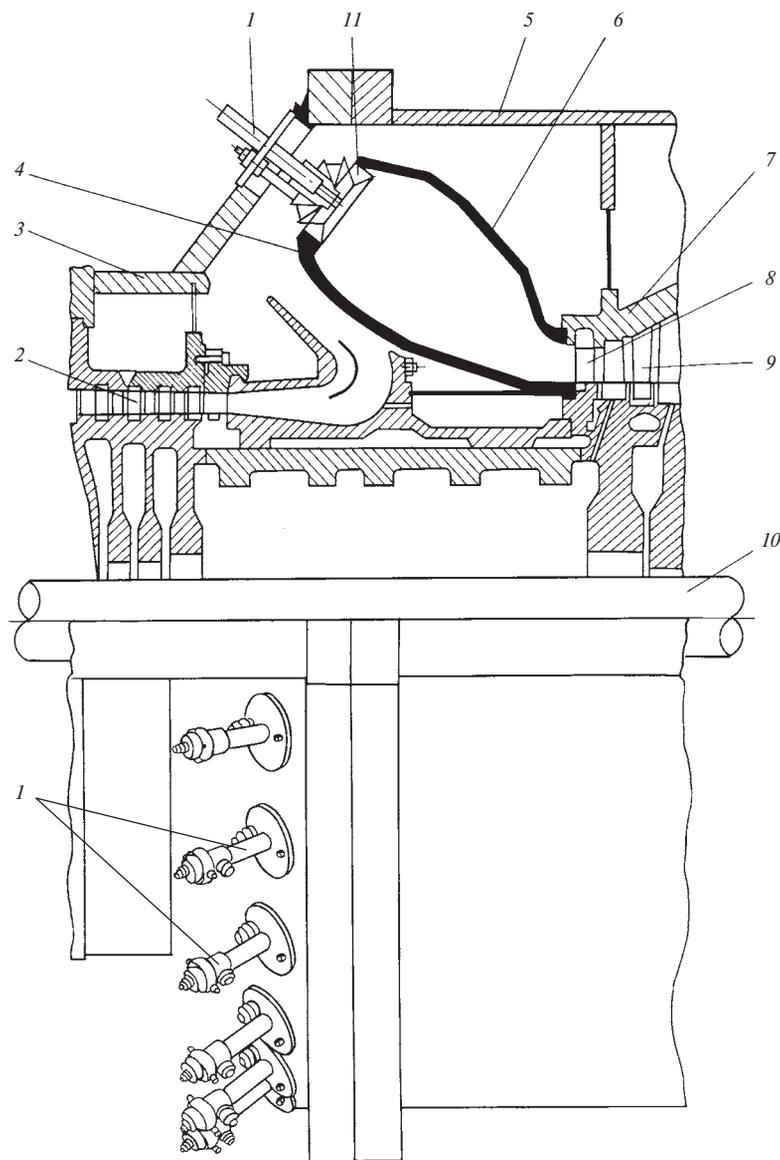
Камеры сгорания работают в условиях самых высоких температур и высокой агрессивности протекающей среды. Несмотря на используемые конструктивные меры, в ее элементах возникают различного рода неполадки и дефекты. Поэтому камера должна обладать высокой ремонтопригодностью, т.е. возможностью быстрой замены или восстановления поврежденных деталей.

Камеры сгорания всех современных ГТУ создаются с условием соблюдения всех рассмотренных принципов. При этом используются три типа камер: выносные, кольцевые и трубчато-кольцевые.

*Выносные камеры* выполняются и устанавливаются отдельно от газотурбинного агрегата. Пример таких камер показан выше (см. на рис. 13.1). Их главным недостатком является отдельное выполнение от компрессора и турбины, приводящее к большим габаритным размерам ГТУ, отдельной транспортировке этих элементов на ТЭС, усложнению монтажа и сборки ГТУ, увеличению габаритных размеров машинного зала и усложнению компоновки оборудования в нем. На раннем этапе развития стационарного газотурбостроения такая конструкция камеры была вынужденной, так как она имела большие габаритные размеры из-за использования диффузионного принципа сжигания в длинном факеле. Другим важным недостатком выносных камер является сложность обеспечения окружной равномерности температуры газов, поступающих в сопловой аппарат первой ступени газовой турбины. При значительной окружной неравномерности возникают неравномерный нагрев сопловых сегментов, температурные коробления и температурные напряжения, приводящие к трещинам в сегментах.

Освоение сжигания бедных гомогенных смесей с коротким факелом привело сначала к уменьшению габаритных размеров выносных камер, а потом и к полному отказу от их использования в новых конструкциях. Камеры сгорания ГТУ последних поколений выполняют либо кольцевыми (фирмы «Сименс», «Альстом»), либо трубчато-кольцевыми (фирмы «Дженерал Электрик», «Мицубиси»).

На рис. 13.19 показана *кольцевая камера сгорания* фирмы «Сименс» со смежными элементами, используемая в ГТУ V94.3A (SGT5-4000F). Камера встроена между компрессором и газовой турбиной,



**Рис. 13.19. Установка кольцевой камеры сгорания ГТУ У94.3А фирмы «Сименс» в корпусе:**

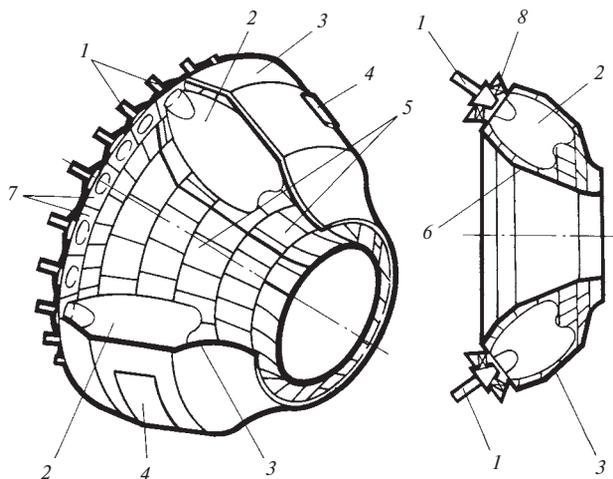
1 — горелки; 2 — последние ступени компрессора; 3 — корпус компрессора; 4 — внутренняя обечайка камеры; 5 — корпус турбины; 6 — наружная обечайка камеры; 7 — обойма корпуса газовой турбины; 8, 9 — сопловые аппараты первой и второй ступеней турбины; 10 — стяжной болт ротора ГТУ; 11 — фронтное кольцо

и ее «внутренность» представляет собой тело вращения, образованное внутренней 4 и наружной 6 обечайками, закрытыми фронтным кольцом 11, в котором на равном расстоянии одна от другой помещаются 24 низкоэмиссионные горелки 1. На выходе из камеры создается кольцевая щель, из которой продукты сгорания топлива, имеющие практически одинаковую температуру по окружности, поступают в сопловой аппарат первой ступени турбины.

На рис. 13.20 показана собственно камера. Она имеет горизонтальный разъем по наружной обечайке 3, нижняя половина которой укладывается в нижнюю половину корпуса ГТУ.

Ось кольцевого пространства наклонена по отношению к оси ГТУ, что сокращает осевой габаритный размер и исключает прямое воздействие излучения факела на лопатки соплового аппарата.

Внутренняя и наружная обечайки изготавливаются литьем, и изнутри они облицовываются



**Рис. 13.20.** Кольцевая камера сгорания ГТУ V94.3А фирмы «Сименс»:

1 — горелки; 2 — кольцевой факел; 3 — наружная обечайка камеры; 4 — лазы; 5 — термозащитные плитки с керамическим покрытием; 6 — внутренняя обечайка; 7 — фронтные плитки под горелки; 8 — регистр для закрутки топливоздушной смеси

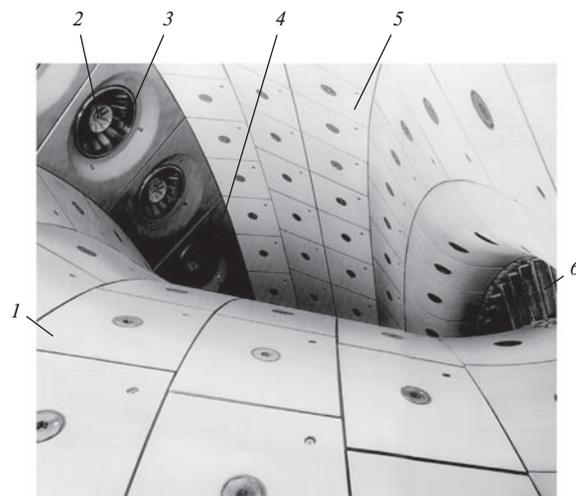
термозащитными плитками из жаропрочной стали (рис. 13.21) с керамическим покрытием. Плитки устанавливаются на обечайках с зазорами и свободно расширяются. Охлаждающий воздух проходит в зазорах между плитками, создавая охлаждающую пленку.

Камера имеет лазы (см. рис. 13.20, поз. 4), позволяющие инспектировать состояние фронтных устройств, термозащитных плиток и соплового аппарата первой ступени без разборки ГТУ.

На рис. 13.22 показана *трубчато-кольцевая камера сгорания* ГТУ MS9001FA фирмы «Дженерал Электрик».

Корпус 3 газовой турбины, кольцевой воротник 12 и внутренний обвод 15 корпуса камеры образуют кольцевое пространство, в которое помещают трубчатые сжигающие устройства. Их число в рассматриваемой ГТУ составляет 18.

Каждое из сжигающих устройств состоит из корпуса 13, фланцем 14 которого оно закрепляется на кольцевом воротнике 12, многофакельного горелочного устройства 1 и пламенной трубы 2. Горение топливного газа происходит внутри каждой пламенной трубы, а образовавшиеся продукты сгорания поступают в переходные патрубки 4, преобразующие круглое поперечное сечение пламенной трубы в кольцевое с длиной дуги, соответствующей одному сжигающему устройству. Переходные патрубки размещаются в корпусе камеры заранее, а затем устанавливаются сами камеры так, чтобы допустить свободные взаимные тепловые расширение-



**Рис. 13.21.** Внутренняя облицовка кольцевой камеры сгорания ГТУ V94.3А фирмы «Сименс»:

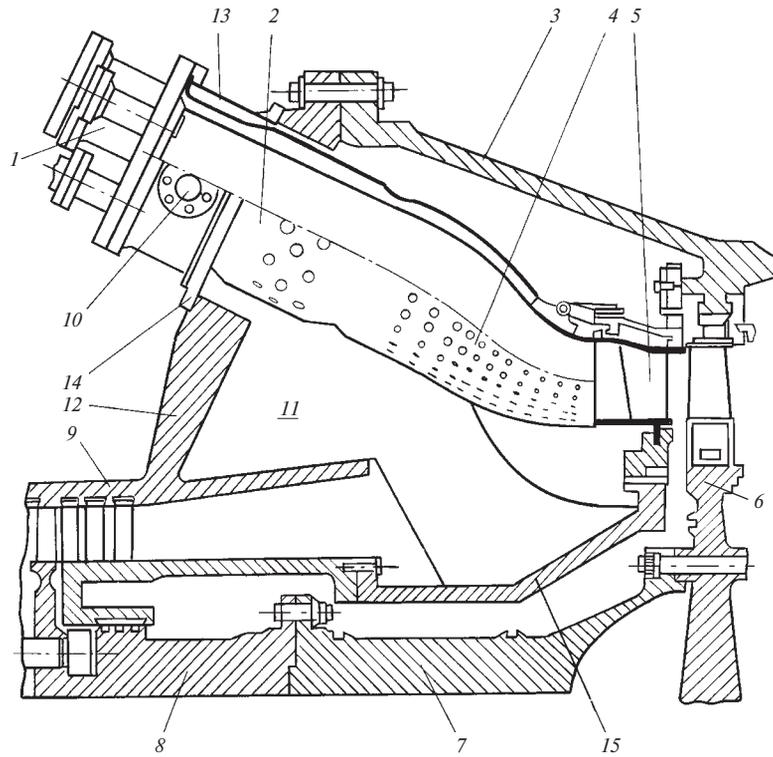
1 — термозащитная плитка внутренней обечайки; 2 — форсунка (в центре) и регистр для закрутки воздуха; 3 — регистр топливоздушной смеси; 4 — фронтная плитка; 5 — термозащитная плитка наружной обечайки; 6 — сопловой аппарат первой ступени

ния этих элементов. При необходимости осмотра пламенных труб, горелок или замены отдельных сжигающих устройств достаточно разболтнуть фланцевое соединение 14 и извлечь устройство из камеры. Это большое преимущество камер сгорания трубчато-кольцевого типа.

Пламенные трубы имеют изнутри специальное термобарьерное покрытие, которое должно не только обеспечивать высокое сопротивление высокотемпературной коррозии, но и снижать температуру металла пламенной трубы и температурные градиенты в ней.

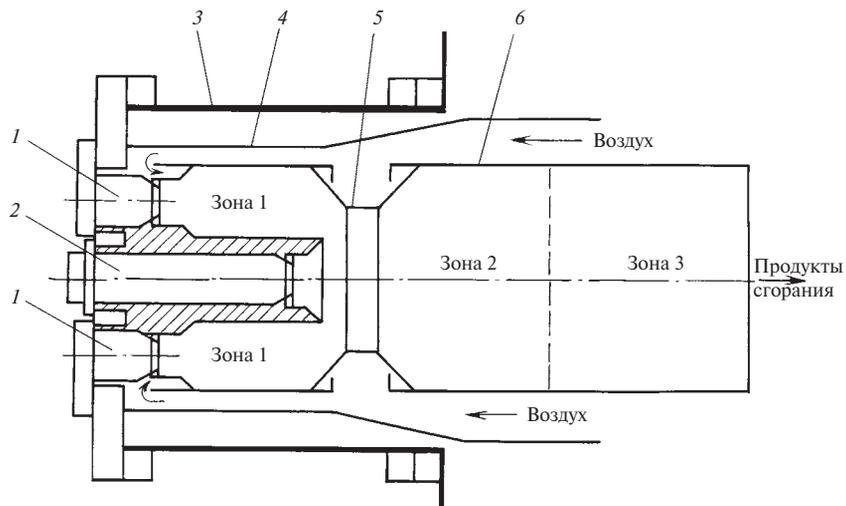
Подвод воздуха для охлаждения переходного патрубка 4 и пламенной трубы 2 осуществляется по противоточной схеме. Переходной патрубком выполнен с двойными стенками с использованием струйного охлаждения, аналогичного тому, которое применяется для охлаждения оболочек сопловых лопаток (см. рис. 13.13).

На рис. 13.23 показано горелочное устройство, размещенное на входе в пламенную трубу. Центральная горелка 2 и ряд горелок 1 (4—6 шт.), расположенных вокруг центральной, под управлением автоматики обеспечивают все режимы работы. Внутри пламенной трубы выполнен кольцевой выступ 5, который придает ей форму сопла Вентури (цилиндрическая труба с местным сужением, падение давления на котором используется для измерения расхода). В результате внутреннее пространство пламенной трубы делится на три зоны: кольцевую зону 1, в которую подается топливо



**Рис. 13.22. Трубчато-кольцевая камера сгорания ГТУ MS9001FA фирмы «Дженерал Электрик»:**

1 — многофакельное горелочное устройство; 2 — пламенная труба; 3 — корпус газовой турбины; 4 — переходной патрубок; 5 — сопловой аппарат первой ступени газовой турбины; 6 — облопаченный диск первой ступени газовой турбины; 7 — концевая часть ротора газовой турбины; 8 — концевая часть ротора компрессора; 9 — корпус компрессора; 10 — патрубок для переброски пламени; 11 — кольцевое пространство для размещения пламенных труб; 12 — кольцевой воротник для установки сжигающих устройств; 13 — корпус сжигающего устройства; 14 — фланцевое присоединение сжигающего устройства к кольцевому воротнику; 15 — внутренний обвод корпуса камеры сгорания



**Рис. 13.23. Схема горелочного устройства трубчато-кольцевой камеры сгорания ГТУ фирмы «Дженерал Электрик»:**

1 — топливные горелки для образования бедной гомогенной смеси; 2 — центральная горелка; 3 — корпус камеры; 4 — экран; 5 — элемент, формирующий сопло Вентури; 6 — пламенная труба

горелками 1, зону 2, в которой происходит горение топлива при режимах, близких к номинальному, и зону 3, где осуществляется смешение продуктов сгорания с воздухом для получения требуемой начальной температуры перед газовой турбиной.

Система сжигания работает следующим образом. Зажигание горелок камеры, разгон ротора ГТУ до синхронной частоты вращения, включение в сеть и взятие нагрузки до 20 % обеспечиваются подачей топлива только в зону 1 горелками 1. Далее дополнительно зажигается центральная горелка, в которую подается до 30 % общего расхода топлива, горение происходит в зонах 1 и 2, что позволяет повысить нагрузку до 40 %. Затем горелки 1 гасятся и все топливо подается только в центральную горелку, горение происходит только в зоне 2, после чего начинается перевод части топлива на топливные горелки 1, но при этом в зоне 1 горения не возникает, а сама она служит для образования обедненной гомогенной смеси топливного газа и воздуха, которая подается в зону 2. Таким образом, основным режимом работы (нагрузка ГТУ составляет 40—100 %) является сжигание в основном гомогенной смеси, в которой содержится до 83 % сжигаемого топлива. Остальные 13 % топлива подаются в центральную горелку, которая играет роль дежурной. При этом за горлом сопла Вентури образуется тороидальный рециркуляционный вихрь, обеспечивающий стабильность горения.

Для изготовления пламенных труб и переходных патрубков используют сплавы на основе никеля с высоким содержанием хрома и кобальта (примерно

по 20 %) или на основе кобальта с примерно таким же содержанием хрома и никеля. Изнутри на стенки пламенных труб с помощью плазменного напыления на воздухе наносится двухслойное термобарьерное покрытие толщиной 0,4—0,65 мм, позволяющее снизить температуру стенки этих элементов на 60—130 °С.

#### 13.4. КОНСТРУКЦИИ ТИПИЧНЫХ СОВРЕМЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Конструкции газотурбинных установок быстро совершенствуются и отличаются большим разнообразием. Выше была подробно рассмотрена ГТЭ-160 с выносными камерами сгорания (см. рис. 13.1). Рассмотрим еще две конструкции ГТУ, изучив которые, можно легко понять конструкции и других ГТУ.

**Газотурбинная установка V94.3A фирмы «Сименс».** Конструкция ГТУ V94.3A представлена на рис. 13.24, а ее параметры — в табл. 13.1.

Газотурбинная установка представляет собой интегральную конструкцию, содержащую в едином корпусе компрессор, камеру сгорания и газовую турбину.

Ротор ГТУ выполнен сборным из дисков и промежуточных элементов, стянутых центральным стяжным болтом, и его конструкция аналогична конструкции, представленной на рис. 13.2. Ротор укладывается в два опорных подшипника, причем передний подшипник — комбинированный, включающий в себя и упорный подшипник. Привод

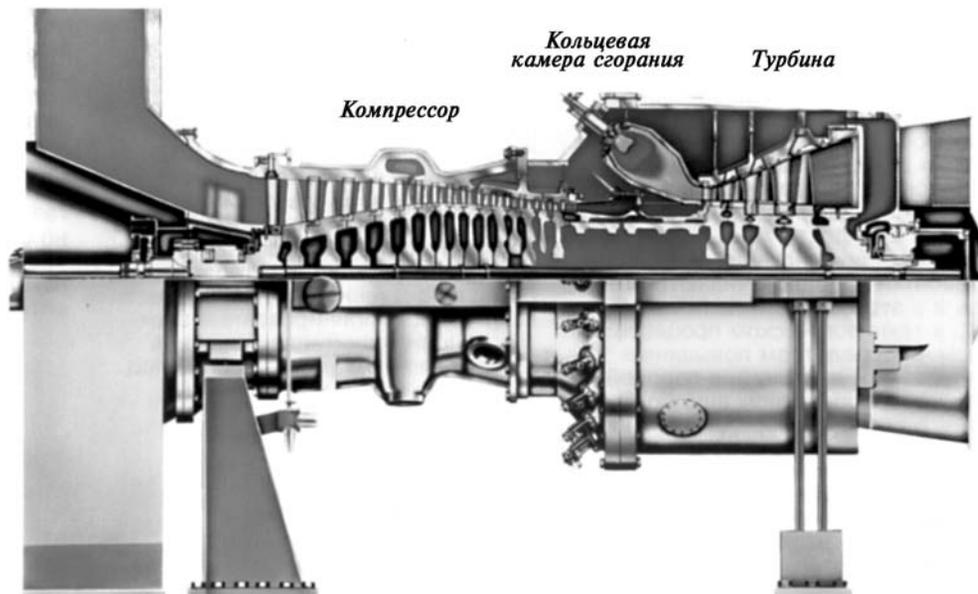
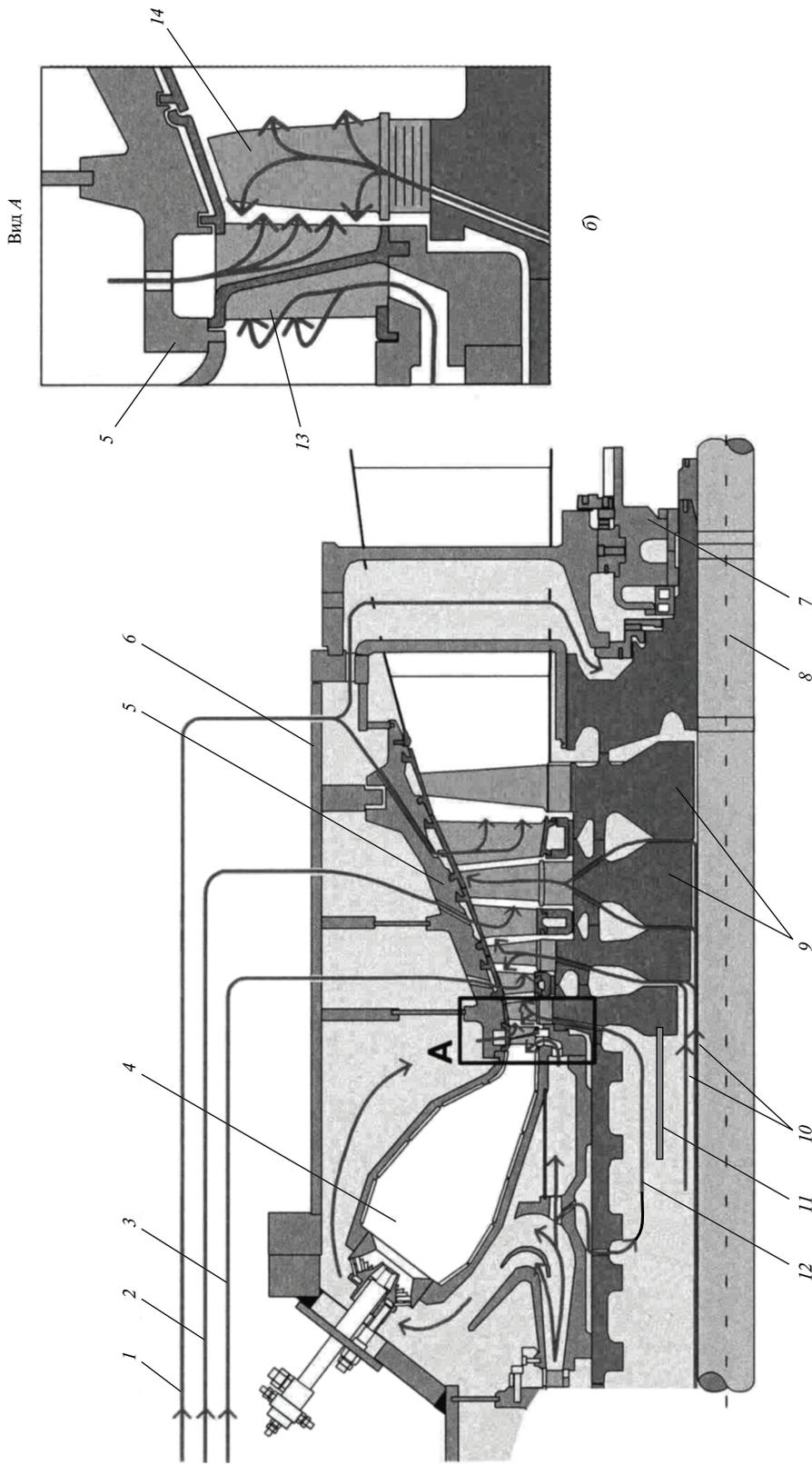


Рис. 13.24. Газотурбинная установка V94.3A фирмы «Сименс»



а)

Рис. 13.25. Схема охлаждения газовой турбины ГТУ V94.3А фирмы «Сименс»:

а — потоки охлаждающего воздуха; б — охлаждение первой ступени газовой турбины; 1, 2, 3 — подача охлаждающего воздуха по трубопроводам соответственно из четвертой, девятой и четырнадцатой ступени компрессора; 4 — пламенная труба кольцевой камеры; 5 — обойма; 6 — корпус газовой турбины; 7 — задний опорный подшипник; 8 — стяжной болт; 9 — диски газовой турбины; 10 — охлаждающий воздух из двенадцатой ступени компрессора; 11 — цилиндрическая перегородка; 12 — охлаждающий воздух из выходного патрубка компрессора; 13, 14 — сопловая и рабочая лопатки первой ступени

генератора осуществляется со стороны всасывающей части компрессора через вал-проставку, уходящие газы после газовой турбины поступают в осевой диффузор, а из него — в дымовую трубу или котел-утилизатор.

Компрессор ГТУ включает в себя 15 ступеней и спроектирован с использованием авиационных технологий. На входе в него установлен поворотный ВНА, обеспечивающий постоянство температуры за ГТУ в диапазоне мощности 60—100 %. Направляющие аппараты последних семи ступеней компрессора из-за высокой температуры установлены в отдельной обойме, причем так, что ее центровка относительно ротора может корректироваться при закрытом цилиндре. Любая из компрессорных лопаток, в том числе и направляющих аппаратов нижней половины корпуса, может быть заменена без извлечения ротора из машины.

Корпус компрессора выполнен с максимальной осевой симметрией, обеспечивающей осевые и радиальные температурные расширения в соответствии с расширением дисков ротора.

Камера сгорания — кольцевая, малогабаритная. Ее конструкция описана выше (см. рис. 13.19—13.21).

Газовая турбина состоит из четырех ступеней. Все венцы, кроме рабочих лопаток последней ступени, — охлаждаемые. Схема охлаждения газовой турбины показана на рис. 13.25, *а*. Сопловой аппарат первой ступени снабжается «свежим» воздухом, отбираемым за компрессором, отдельно для передней и задней частей сопловой лопатки (см. рис. 13.25, *б*). К остальным сопловым аппаратам охлаждающий воздух подается по трубопроводам из ступеней компрессора с соответствующим давлением. Для охлаждения рабочих лопаток первой ступени воздух берется за компрессором, двух последующих ступеней — за двенадцатой ступенью компрессора.

**Газотурбинная установка MS9001FA фирмы «Дженерал Электрик».** Конструкция MS9001FA показана на рис. 13.26. При условиях ISO в простом цикле ГТУ развивает мощность 226 МВт и имеет температуру уходящих газов 590 °С. Температура газов перед рабочими лопатками первой ступени составляет 1288 °С, расход воздуха на входе в компрессор — 617 кг/с, его степень сжатия — 15. Коэффициент полезного действия ГТУ равен 36,3 %.

Воздух из комплектного воздухоочищающего устройства, не показанного на рисунке, после фильтрации твердых частиц размером больше 5 мкм и нагрева, исключаяющего в зимнее время образова-

ние льда, поступает во входную часть компрессора 2, состоящую из внешнего и внутреннего обводов, соединенных стойками 21. В нижнюю половину внутреннего обвода встроена нижняя половина корпуса опорного 3 и упорного подшипников. На выходе из входной части компрессора устанавливаются лопатки входного направляющего аппарата 32, с помощью которого можно в определенных пределах изменять расход воздуха через компрессор и поддерживать неизменной температуру перед газовой турбиной и за ней.

Далее воздух последовательно сжимается в 18 ступенях компрессора. Направляющие аппараты крепятся непосредственно в верхней и нижней половинах корпуса компрессора, который состоит из передней 17 и задней 12 частей, соединенных вертикальным фланцевым разъемом. Из камер 9 часть воздуха отбирается для охлаждения деталей газовой турбины.

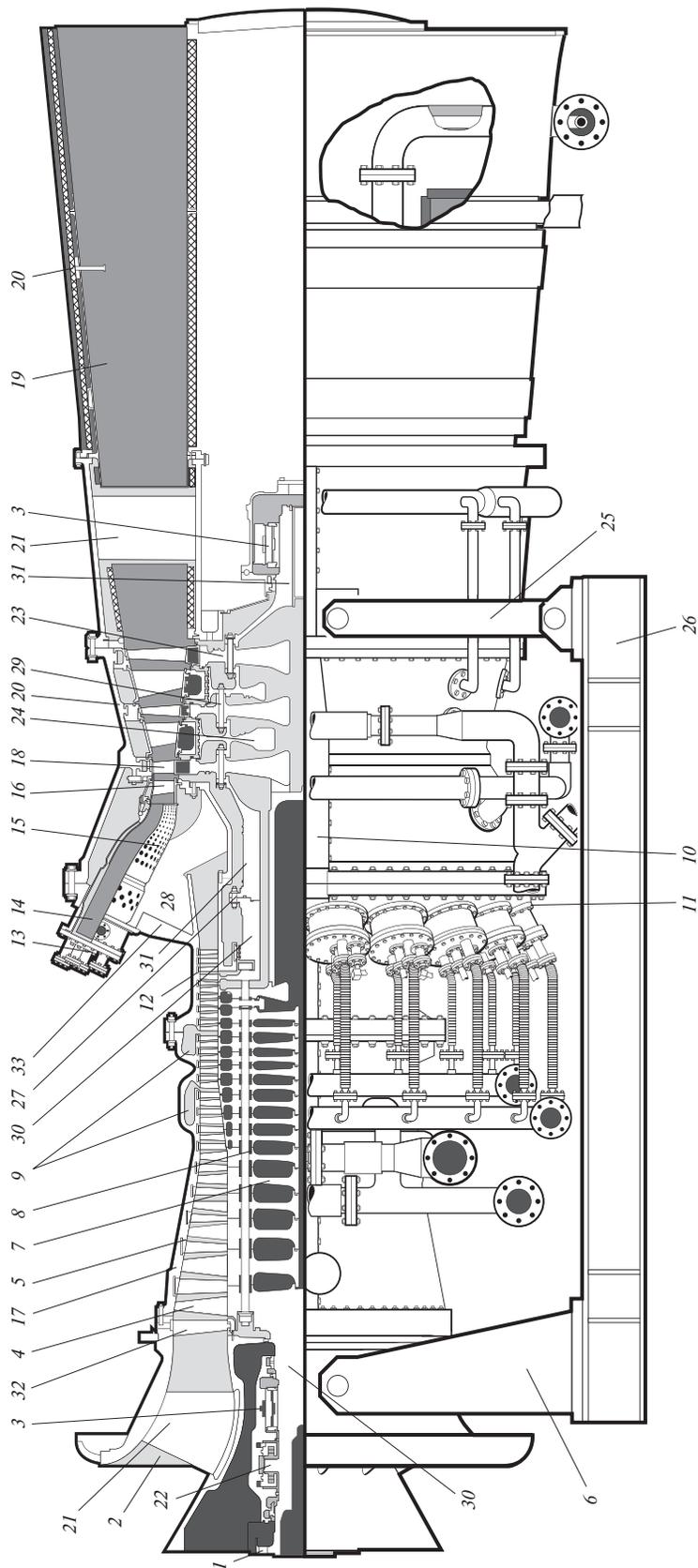
В отличие от компрессорных лопаток фирмы «Сименс» компрессорные лопатки рассматриваемой ГТУ выполнены из материала, не поддающегося коррозии и поэтому не имеющего антикоррозионного покрытия.

Конструкция ротора ГТУ — сборная, она рассмотрена выше (см. рис. 13.9).

Вал генератора крепится непосредственно к ротору ГТУ муфтой со стороны компрессора, что обеспечивает стабильное температурное состояние корпуса переднего подшипника и сохранение центровки. Газовая турбина имеет осевой выход газа, наиболее удобный для сочленения с котлом-утилизатором.

Ротор газовой турбины охлаждается воздухом, отобранным из семнадцатой ступени компрессора. Лопатки сопловых аппаратов всех трех ступеней и рабочие лопатки первых двух ступеней газовой турбины выполнены охлаждаемыми. Сопловые аппараты первой и второй ступеней имеют конвективно-плёночное охлаждение, третьей ступени — конвективное. Сопловые лопатки первой ступени отлиты из сплава на основе кобальта, остальных ступеней — из сплава на основе никеля. Все лопатки имеют термозащитные покрытия от высокотемпературной коррозии различного типа, отвечающие условиям их работы. Рабочие лопатки первой ступени отлиты по технологии направленной кристаллизации и имеют конвективно-плёночное охлаждение (см. рис. 13.12). Они выполнены с z-образными интегральными бандажами для повышения вибрационной надежности и уменьшения периферийных утечек.

Газотурбинная установка оборудована встроеной трубчато-кольцевой камерой сгорания, подробно рассмотренной выше (см. рис. 13.22).



**Рис. 13.26. Газотурбинная установка MS9001FA фирмы «Дженерал Электрик»:**

1 — полумуфта для присоединения вала генератора; 2 — входная часть компрессора; 3 — опорные подшипники; 4 — рабочая лопатка компрессора; 5 — компрессор; 6 — передняя (неподвижная) опора ГТУ; 7 — рабочее колесо компрессора; 8 — стяжной болт ротора компрессора; 9 — камеры отбора воздуха из компрессора; 10 — горизонтальный разъем ГТУ; 11 — сжигающее устройство; 12 — задняя часть компрессора; 13 — горелочное устройство; 14 — пламенная труба камеры сгорания; 15 — переходной патрубок камеры сгорания; 16 — передняя часть компрессора; 17 — рабочая лопатка первой ступени газовой турбины; 18 — рабочая лопатка первой ступени газовой турбины; 19 — выходной диффузор газовой турбины; 20 — корпус камеры сгорания и газовой турбины; 21 — стойки; 22 — диск упорного подшипника; 23 — диск упорного подшипника; 24 — диск-проставка газовой турбины; 25 — задняя (подвижная) опора ГТУ; 26 — фундаментная рама; 27 — соединительная муфта роторов компрессора и газовой турбины; 28 — кольцевое пространство для размещения пламенных труб камеры сгорания; 29 — стяжной болт ротора газовой турбины; 30 — концевые части ротора компрессора; 31 — концевые части ротора газовой турбины; 32 — ВНА; 33 — кольцевой вогорник под сжигающие устройства

### 13.5. ПУСКОВЫЕ И ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ, СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГТУ

**Пуск ГТУ.** В отличие от паровой турбины, пуск которой производится паром от котла, для запуска в работу ГТУ необходимо пусковым устройством привести во вращение ротор турбокомпрессора, воздух от компрессора одновременно с топливом подать в камеру сгорания, зажечь пилотные горелки и перейти к дальнейшим операциям по пуску ГТУ.

Пуск простой одновальной ГТУ состоит из следующих операций.

1. Ротор разворачивается пусковым устройством. Для крупных энергетических турбин в качестве пускового устройства, как правило, используется собственный электрический генератор ГТУ, который при пуске питается от пускового тиристорного устройства и работает в режиме электродвигателя, разворачивая ротор ГТУ до определенной частоты вращения, составляющей обычно 0,2—0,3 номинальной. Наибольшую опасность при развороте представляет так называемый помпаж, возникающий при малых расходах воздуха через компрессор.

Для оценки работы компрессора на различных режимах и его эксплуатационных качеств используются характеристиками, которые строятся на основании опытных данных, полученных при специальных испытаниях. Наиболее часто употребляют характеристики, выражающие графически зависимость отношения давлений  $\epsilon$  и КПД компрессора  $\eta_k$  от  $G_k$  при заданной частоте вращения  $n$ . По ним легко судить об экономичности и устойчивости работы компрессора на разных режимах. На рис. 13.27 представлены такие характеристики для многоступенчатого осевого компрессора. Как можно видеть, при каждой частоте вращения  $n$  КПД компрессора  $\eta_k$  и отношение давлений  $\epsilon$  достигают максимума при определенном расходе воздуха, который тем больше, чем выше  $n$ . При заданном значении  $n$  уменьшение расхода  $G_k$  ниже определенного предела вызывает неустойчивую работу компрессора, называемую *помпажем*. Работа ГТУ в области помпажа недопустима, так как в компрессоре появляются сильные пульсации потока воздуха, возникает вибрация лопаток и всего компрессора, что может привести к серьезной аварии. Линия *АВ*, соединяющая точки начала помпажа при различных значениях  $n$ , называется *границей помпажа*. Слева от нее расположена область помпажа, а справа — область устойчивых режимов работы компрессора.

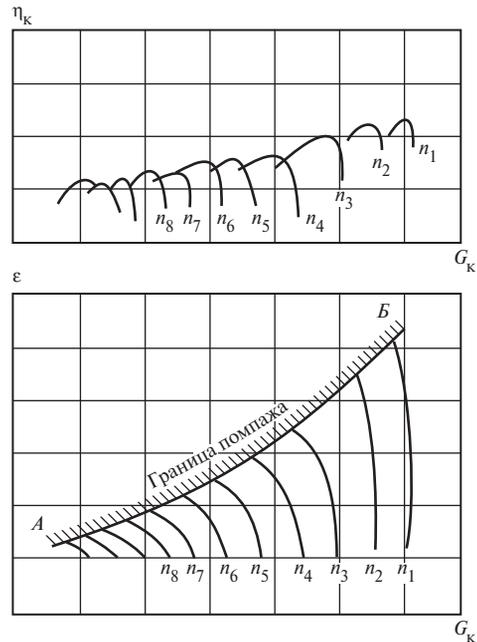


Рис. 13.27. Характеристики многоступенчатого осевого компрессора

Наиболее вероятно возникновение помпажа при пуске ГТУ, когда частота вращения ротора и расход воздуха через компрессор малы, а давление за компрессором резко повышается при зажигании горелок камеры сгорания.

Для устранения помпажа применяются *антипомпажные клапаны*, которые имеют два положения: закрыт—открыт.

Клапаны открываются перед пуском ГТУ, и через них сбрасывается часть воздуха из промежуточных ступеней компрессора в атмосферу. При этом увеличивается расход воздуха на входе в компрессор, и тем самым режим работы компрессора удаляется от границы помпажа (см. рис. 13.27).

Для регулирования расхода воздуха при пусковом режиме, а также при режимах частичной мощности применяются регулируемые (поворотные) направляющие аппараты перед компрессором и/или на нескольких первых ступенях компрессора.

Таким образом, в период пуска регулируемые ВНА прикрываются для снижения расхода воздуха. В начале пуска открыты антипомпажные клапаны.

2. Топливо подается в камеру сгорания, и образующаяся в смесительном устройстве камеры сгорания топливовоздушная смесь зажигается с помощью запального устройства (плазменного зажигающего).

Расход топлива увеличивается путем открытия топливного клапана. По мере увеличения расхода топлива растут: температура газов перед турбиной,

мощность газовой турбины и частота вращения ротора турбоагрегата.

При определенной температуре газа перед турбиной и некоторой частоте вращения устанавливается равенство мощности газовой турбины и мощности, потребляемой воздушным компрессором (с учетом механических потерь в подшипниках и пр.). В этом состоянии после небольшого дополнительного увеличения расхода топлива пусковое устройство отключается, и ГТУ переходит в режим самодостаточности.

3. При дальнейшем увеличении расхода топлива турбоагрегат разворачивается газовой турбиной до достижения номинальной частоты вращения, затем производится синхронизация электрического генератора с сетью и включение его в сеть.

Таким образом турбоагрегат выводится на режим холостого хода.

В процессе пуска антипомпажные клапаны закрываются, а входные направляющие аппараты устанавливаются в положения, предписываемые программой запуска. При этом, как правило, обеспечивается уменьшенный по сравнению с номинальным расход воздуха через компрессор.

**Нагрузка ГТУ.** В процессе нагружения ГТУ до номинальной мощности увеличивается расход топлива открытием регулирующего клапана, изменяются углы установки входных направляющих аппаратов компрессора по соответствующей программе, расход воздуха увеличивается до номинального значения.

**Работа ГТУ на переменных режимах.** Переменные режимы ГТУ простого цикла определяются следующими внешними по отношению к ГТУ причинами.

Первая причина — необходимость изменить мощность, вырабатываемую ГТУ, если изменилась мощность, потребляемая, например, электрическим генератором, из-за изменения подключенной к генератору электрической нагрузки потребителей. Такое всегда наблюдается в автономной системе, где ГТУ служит приводом электрического генератора, работающего на автономную электрическую сеть.

Если ГТУ приводит электрический генератор, включенный параллельно с другими производителями мощности, т.е. работающий на общую сеть (энергосистему), то необходимо изменить мощность данной ГТУ в случае изменения общей потребляемой мощности в системе.

Вторая причина — изменение атмосферных условий: давления и особенно температуры атмосферного воздуха, забираемого компрессором.

Таким образом, для ГТУ, как и для любого первичного двигателя, основной задачей управления является обеспечение необходимой (заданной потребителем) мощности, а для энергетических ГТУ

необходимым требованием при этом должно быть поддержание постоянной частоты вращения приводимого электрического генератора.

Эта задача и требование должны быть выполнены при произвольных атмосферных условиях.

Естественно, переменные режимы работы ГТУ следует осуществлять таким образом, чтобы экономичность при каждом режиме была максимально высокой.

Рассмотрим, как можно удовлетворить сформулированным условиям на примере простой одновальной ГТУ, предназначенной для привода электрического генератора при постоянной частоте вращения.

Пример выбран не только по соображениям простоты анализа, но также и вследствие наибольшего распространения таких ГТУ на ТЭС в качестве самостоятельных двигателей (пиковых и резервных) и в составе парогазовых установок различного типа (см. § 13.6).

Вначале примем, что основные агрегаты ГТУ — компрессор, камера сгорания, газовая турбина — имеют неизменяемые сечения в газоздушном тракте.

Для одновальной ГТУ простого типа с неизменяемыми сечениями в проточной части и при данных атмосферных условиях имеется единственный способ изменить режим ее работы — это изменение расхода топлива путем воздействия на клапан, подающий топливо (жидкое или газообразное) в камеру сгорания.

Предположим, что в исходном состоянии ГТУ работает на номинальной мощности и требуется ее уменьшить. Для этого воздействием на регулирующийся клапан (РК) снижают расход топлива в камеру сгорания. Вслед за этим происходит следующее: температура газов за камерой сгорания уменьшается, давление газа перед газовой турбиной понижается (вследствие уменьшения температуры газа) и соответственно снижается давление воздуха за компрессором. Поскольку частота вращения вала ГТУ остается неизменной, то в соответствии с расходной характеристикой компрессора при  $n = n_1 = \text{const}$  (см. рис. 13.27) расход воздуха несколько возрастает.

Итак, уменьшение расхода топлива в целях снижения мощности в ГТУ этого типа ведет к некоторому увеличению расхода воздуха, к снижению температуры газов за камерой сгорания и перед газовой турбиной, а это приводит к снижению экономичности.

КПД ГТУ рассматриваемого типа по (12.12) представляется зависимостью

$$\eta = \eta(T_c/T_d, \varepsilon, \eta_T, \eta_K), \quad (13.1)$$

которая справедлива (с несущественными уточнениями) не только для номинального (расчетного), но и для любого переменного стационарного режима.

В рассматриваемом случае все параметры в (13.1) изменяются таким образом, что это приводит к снижению КПД. Наиболее существенно снижается КПД из-за уменьшения начальной температуры газа  $T_c$  и снижения отношения давлений  $\varepsilon$ . Влияние этих величин на КПД показано на рис. 12.5 и 12.16. При частичных мощностях ГТУ, как правило, снижаются также  $\eta_T$  и  $\eta_K$ , что ведет опять же к уменьшению КПД ГТУ.

Из уравнения мощности ( $N = GH$ ) видно, что в данном случае мощность уменьшается за счет снижения полезной работы ГТУ  $H$ , и при этом расход  $G$ , как отмечено, даже несколько возрастает. Такой характер изменения мощности называется *качественным регулированием* — это наиболее неблагоприятный (наименее экономичный) способ изменения мощности ГТУ.

*Количественное регулирование* — это такой способ изменения мощности двигателя, при котором изменяется только расход рабочего тела, в то время как температура среды в различных точках газоздушного тракта, а также величины  $\varepsilon$ ,  $\eta_T$ ,  $\eta_K$  остаются постоянными или близкими к постоянным.

Из (13.1) следует, что при количественном регулировании КПД ГТУ остается близким к номинальному (расчетному) значению.

Количественное регулирование в ГТУ открытого процесса не может быть реализовано в чистом виде, это происходит из-за того, что одно из давлений в цикле — атмосферное и вообще не зависит от режима ГТУ.

Однако можно реализовать промежуточный случай, когда при частичных режимах мощность изменяется не только за счет изменения  $H$ , но также вследствие изменения расхода среды  $G$ .

Очевидно, что экономичность ГТУ на частичных нагрузках тем выше, чем значительно удается сократить расход среды, т.е. уменьшить расход воздуха через компрессор при соответствующей мощности ГТУ.

В современных ГТУ простого типа это достигается применением поворотных направляющих аппаратов компрессора: лопатки входного направляющего аппарата, а также иногда и направляющие лопатки нескольких первых ступеней компрессора имеют механизм привода, обеспечивающий одновременный поворот всех лопаток каждого венца относительно их осей. При этом изменяется продольное сечение направляющего аппарата.

Таким способом удается менять расход воздуха через компрессор в пределах 70—100 % номиналь-

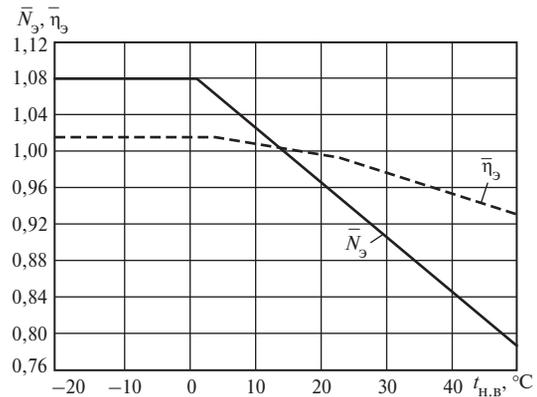


Рис. 13.28. Зависимости относительной мощности и относительного КПД на зажимах генератора от температуры наружного воздуха для ГТУ V94.3A фирмы «Сименс»

ного расхода при достаточно высоком КПД компрессора.

Прямым следствием снижения расхода воздуха через компрессор при частичных мощностях ГТУ является поддержание температуры газа перед турбиной и за ней на более высоком уровне. Вследствие более высокой температуры газа перед газовой турбиной достигается более высокий КПД ГТУ, а повышенная температура  $t_d$  за турбиной обуславливает повышенную экономичность при частичных нагрузках парогазовых установок, для которых чем выше  $t_d$ , тем выше экономичность паротурбинной части ПГУ (см. § 13.6), следовательно, и ПГУ в целом.

Влияние атмосферных условий на мощность и экономичность ГТУ простого типа оказывается значительным. Особенно существенно влияет температура  $t_a$  забираемого компрессором воздуха на мощность ГТУ.

В качестве примера на рис. 13.28 представлены характеристики ГТУ V94.3A фирмы «Сименс» при переменной температуре наружного воздуха.

При понижении температуры воздуха мощность и КПД растут. При  $t_a = t_{н.в.} < 1 ^\circ\text{C}$  мощность достигает предельно допустимого значения по условию максимальной мощности генератора. В этом интервале  $t_a$  приходится снижать температуру газов перед турбиной ниже ее номинального значения.

**Особенности системы управления ГТУ.** Для обеспечения нормальной эксплуатации при всех существующих (номинальном, переменных и переходных) режимах газотурбинная установка имеет *системы управления, регулирования, защиты*.

В современных крупных ГТУ используются автоматизированные системы управления (АСУ), выполняющие следующие функции:

1) автоматическое и дистанционное управление пуском, нагружением, разгрузкой и остановкой ГТУ;

2) регулирование (поддержание на задаваемом уровне или в заданных пределах) следующих параметров:

частоты вращения турбоагрегата с заданной степенью неравномерности;

температур газа перед турбиной и за ней;

активной нагрузки электрического генератора;

режима работы компрессора на необходимом удалении от границы помпажа;

3) защиту ГТУ: отключение и остановку при аварийных ситуациях, из которых наиболее серьезными являются:

недопустимое повышение температуры газа перед газовой турбиной и за ней;

недопустимое повышение частоты вращения ротора;

недопустимое падение давления масла для смазки подшипников;

недопустимый осевой сдвиг ротора;

погасание факела в камере сгорания;

приближение к границе помпажа компрессора;

недопустимое повышение виброскорости шеек ротора и/или корпусов подшипников.

Автоматизированная система управления современной энергетической ГТУ выполняется (подобно ПТУ, см. гл. 9), как правило, электрогидравлической, в нее входят электрическая часть (ЭЧСР) на микропроцессорной базе и гидравлическая часть (ГЧСР).

Как видно, функциональные задачи и структура АСУ ГТУ во многом аналогичны задачам и структуре АСУ паровых турбин.

Имеющиеся отличия связаны с особенностями ГТУ как объекта регулирования. Перечислим главные из этих особенностей.

1. По сравнению с паровыми турбинами в ГТУ для управления машиной требуются меньшие размеры стопорных и регулирующих клапанов, меньшие размеры и перестановочные усилия сервомоторов, и при этом проще обеспечить большее их быстродействие.

2. Регулирование режима ГТУ производится воздействием на регулирующие топливные клапаны, подающие топливо непосредственно в камеру сгорания, что обуславливает *существенно меньшую, чем в котле ПТУ, инерционность процесса подвода теплоты к рабочему телу в камере сгорания ГТУ*. В ГТУ имеется возможность быстрого изменения температуры газа перед турбиной. Это придает особую важность регулированию температуры газа перед турбиной и за ней.

3. Газотурбинная установка весьма чувствительна к изменению атмосферных условий, в осо-

бенности к изменению температуры воздуха на входе в компрессор.

Система регулирования мощности должна обеспечивать требуемые режимы работы ГТУ для любых реально возможных параметров наружного воздуха с достаточной надежностью.

4. Для ГТУ имеется опасность возникновения помпажа компрессора. Для надежной работы ГТУ необходимо, чтобы на всех возможных режимах работы помпаж компрессора был безусловно исключен с некоторым определенным запасом по отношению к границе помпажа.

5. Для пуска ГТУ необходима предварительная раскрутка ротора с помощью пускового устройства.

Автоматизированные системы управления современных ГТУ включают в себя составляющие части, обеспечивающие функционирование установки с учетом названных ее особенностей.

### 13.6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

На тепловых электростанциях ГТУ применяются в качестве пиковых, полупиковых и базовых агрегатов, резервных двигателей и, в частности, для покрытия собственных нужд станции. Наибольшее развитие в последние годы приобретает применение ГТУ в комплекте с паротурбинными установками, а также для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии на ТЭЦ.

Совершенствование ГТУ, в первую очередь освоение высоких температур газа (до 1300—1500 °С) и повышение единичной мощности (220—340 МВт и выше), позволяет рассматривать ГТУ как весьма перспективный двигатель для тепловых электростанций. Коэффициент полезного действия собственно ГТУ пока не достигает значений КПД, полученных на крупных современных паротурбинных электростанциях, однако в сочетании с паротурбинной установкой ГТУ образует парогазотурбинную установку (парогазовую установку), которая может быть реализована во многих вариантах, и некоторые типы таких комбинированных установок достигают рекордных значений КПД среди всех тепловых двигателей. В настоящее время наиболее экономичные типы ПГУ имеют КПД 58 % и выше. Все изложенное относится к ТЭС, использующим газообразное или жидкое (преимущественно газообразное) топливо в качестве основного и резервного.

Как уже отмечалось, применение в ГТУ непосредственно твердого топлива не освоено и тесно связано с прогрессом в освоении эффективных способов его газификации. В этом направлении ведутся интенсивные работы, созданы системы и реакторы для газификации твердого топлива и сооружены

первые энергетические установки с использованием ГТУ в качестве основных двигателей таких установок. Для повышения КПД здесь возможно и целесообразно также использовать ГТУ в комплексе с ПТУ, т.е. ПГУ.

Основными тепловыми потерями в цикле собственно ГТУ, как уже не раз отмечалось, являются потери теплоты с уходящими газами. Поэтому применение ГТУ на электростанциях, как правило, предусматривает систему использования этой теплоты.

Наряду с рассмотренным способом снижения потерь теплоты с уходящими газами от газовой турбины — регенерацией теплоты в теплообменнике (регенераторе) — уходящая теплота может быть использована для подогрева воды в газодводящих сетевых подогревателях для нужд теплофикации или для получения пара в котле-утилизаторе, использующегося в паровой турбине (схема ПГУ-У).

Рассмотрим примеры выполненных ГТУ, предназначенных для выработки электроэнергии на ТЭС.

**Пиковые ГТУ.** Для покрытия пиковых нагрузок целесообразно применение ГТУ. Действительно, удельная стоимость ГТУ в 1,5—2 раза меньше стоимости крупных ПТУ, обслуживание их значительно проще, а время пуска из холодного состояния при соответствующем конструктивном выполнении составляет 5—15 мин. При характерном для пиковых турбин числе часов работы в году 500—2000 применение ГТУ оказывается рентабельным даже при сравнительно низком КПД (0,26—0,29) и без использования теплоты уходящих газов.

Обычно современные ГТУ, выполненные по простой схеме, производятся как универсальные агрегаты, приспособляемые для различных режимов работы. При этом изменяется, как правило, начальная температура газов перед турбиной, и для пикового использования ввиду наименьшего числа часов работы в году ГТУ эксплуатируется при более высоких  $t_c$  и, следовательно, более высоких мощности и КПД, чем для полупиковых и базовых режимов работы.

В последних двух случаях целесообразно, естественно, предусматривать работу ГТУ в составе комбинированных агрегатов, т.е. в составе ПГУ, так как последние имеют существенно более высокий КПД и дают экономию топлива (до 1,5 раза в лучших современных ПГУ).

Поэтому все ведущие зарубежные фирмы, такие как «Дженерал Электрик», «Сименс», «Мицубиси», производящие ГТУ, поставляют их и для пиковых условий эксплуатации.

Применение ГТУ в качестве пиковых агрегатов рассмотрим на примере.

**Газотурбинная установка мощностью 150 МВт конструкции и производства ЛМЗ.** Газотурбинная установка ГТЭ-150 (рис. 13.29) выполнена одновальная, по простой схеме. Две такие установки работают на жидком топливе на ГРЭС-3 Мосэнерго.

Воздух в количестве 630 кг/с проходит воздухоочистку и глушитель и попадает во входной патрубок 1 компрессора 2. Проточная часть компрессора состоит из поворотного входного направляющего аппарата 3, 14 ступеней сжатия 4 и выходного диффузора 5.

От компрессора воздух поступает противотоком в 14 блочно-секционных камер сгорания 6, где разделяется на два потока: первичного и вторичного воздуха. Первичный воздух через регистры идет на смешение с топливом (жидким или газообразным), подаваемым через форсунки или газовые горелки, смесь сгорает в начальной зоне пламенной трубы. К ней подмешивается вторичный воздух в количестве, обеспечивающем среднюю температуру  $t_c = 1100$  °С на входе в каналы сопловых лопаток первой ступени газовой турбины.

В конструкции камеры сгорания используются микрофакельные горелки, обеспечивающие сжигание топлива при оптимальном соотношении между ним и воздухом, что приводит к снижению образования оксидов азота  $\text{NO}_x$ . Кроме того, для подавления образования  $\text{NO}_x$  в ГТЭ-150 предусмотрен впрыск в камеру сгорания обессоленной воды.

Рабочие газы проходят четырехступенчатую газовую турбину 7 и диффузор 8, где часть кинетической энергии газового потока преобразуется в энергию давления. Сопловые лопатки первой и второй ступеней и рабочие лопатки первой ступени выполнены с внутренним воздушным охлаждением. Для его обеспечения расходуется воздух, отбираемый за компрессором.

При расходах воздуха 2,0 и 0,4 % общего расхода на охлаждение сопловых сегментов соответственно первой и второй ступеней и 1,2 % на охлаждение рабочих лопаток первой ступени температура металла сопловых лопаток первой и второй ступеней составляет 835 °С, а температура рабочих лопаток первой ступени — 820 °С.

В газовой турбине выполнено также охлаждение дисков и корпуса. Общая доля воздуха, расходуемая на охлаждение, составляет около 11 % расхода газа через турбину. При пиковом режиме уходящие газы через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу с температурой 530 °С. Мощность установки ГТЭ-150 достигает 155 МВт. Она имеет близкий к расчетному КПД, равный 31,5 %.

Установка выполнена в блочном транспортном виде: основной турбокомпрессорный блок

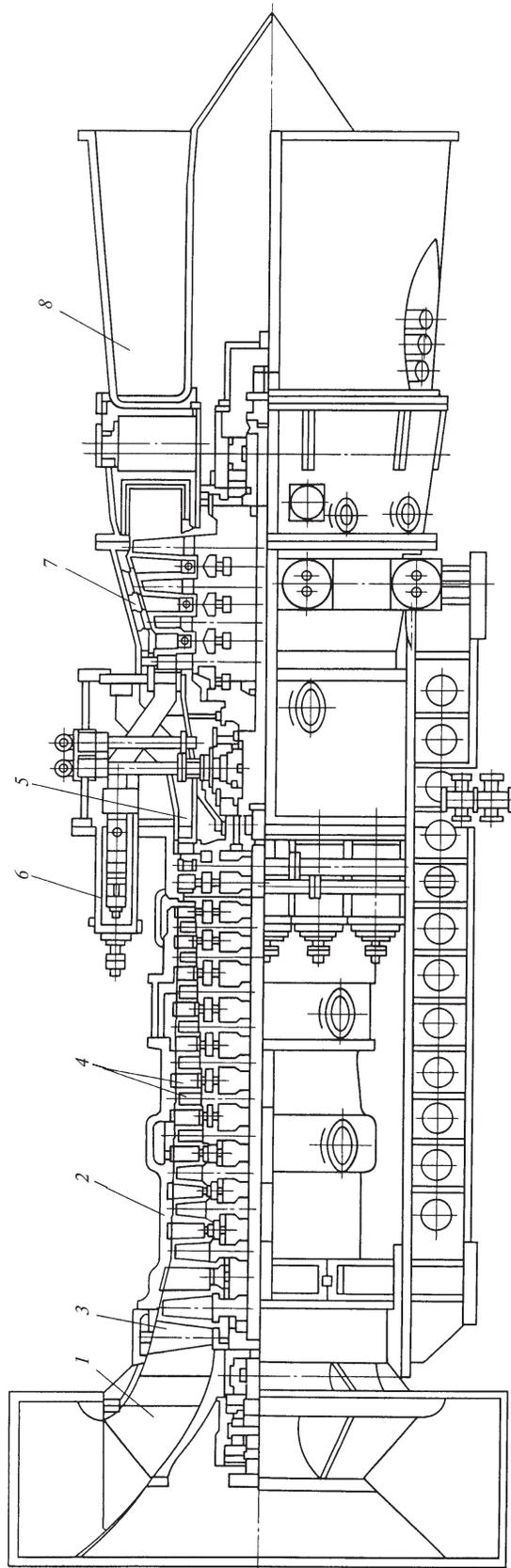


Рис. 13.29. Газотурбинная установка ГТЭ-150 ЛМЗ

(со снятым только выходным диффузором), расположенный на фундаментной раме, может транспортироваться на железнодорожной платформе.

**ГТУ с использованием теплоты уходящих газов.** Существенной особенностью современных ГТУ является высокая температура уходящих газов, составляющая 540—620 °С, в сочетании с большим их расходом. Это обстоятельство определяет большую тепловую мощность газов, покидающих газовую турбину. Так тепловая мощность газов, покидающих газовую турбину установки ГТЭ-150 ЛМЗ, составляет 250 МВт.

Возможная выработка теплоты — тепловая мощность уходящих газов — для ГТУ зарубежных фирм приведена в табл. 13.1, из которой следует, что она (выработка) может достигать 360 МВт.

Теплота уходящих газов может быть использована различными способами. Рассмотрим некоторые из них.

**Применение регенератора для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания.** Этот способ использования теплоты уходящих газов рассмотрен в § 12.3—12.5 и там же оценены его преимущества и недостатки. Надо отметить, что применение регенераторов, несмотря на простоту их конструкции и очевидность принципа, не получило сколько-нибудь значительного распространения. Причины этого заключены в громоздкости регенератора, недостаточной герметичности (большие утечки воздуха из-за неплотностей), значительных гидравлических сопротивлений. Первая причина существенно удорожает регенератор, вторые две заметно снижают выгоду от использования уходящей теплоты в регенераторе и уменьшают КПД ГТУ. Кроме того, необходимо иметь в виду, что температура воздуха за компрессором современных ГТУ часто превышает 400 °С, и поэтому от уходящих газов невозможно получить много теплоты.

Принципиальная схема ГТУ с регенерацией теплоты представлена на рис. 12.6.

**ГТУ-ТЭЦ.** Схема ГТУ с использованием теплоты уходящих газов для подогрева сетевой воды в газоводяном подогревателе (ПСВ) показана на рис. 13.30.

В установках этого типа, называемых ГТУ-ТЭЦ, коэффициент использования теплоты (КИТ) топлива достигает 85 % и более при совместной работе ГТУ и ПСВ. Однако не всегда графики потребления электрической и тепловой энергии совпадают, что вызывает существенное снижение КИТ, например при уменьшении теплового потребления в летнее время. Если потребление теплоты отсутствует, то либо ГТУ должна работать с выбросом уходящих газов в атмосферу (с соответствующим переключением заслонки Ш), что резко снижает КИТ от 85 до

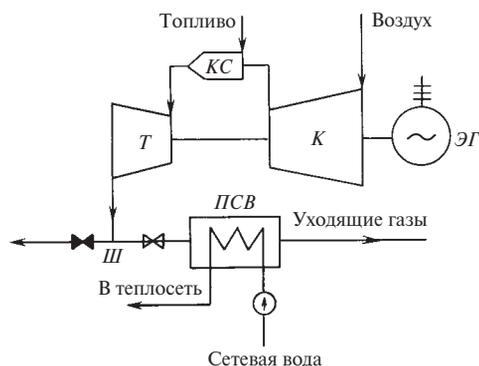


Рис. 13.30. Принципиальная схема ГТУ-ТЭЦ:

К — воздушный компрессор; КС — камера сгорания; Т — газовая турбина; ПСВ — подогреватель сетевой воды; ЭГ — электрический генератор; Ш — шибберная заслонка

30—35 % (т.е. до значения КПД ГТУ), либо ГТУ необходимо останавливать и покрывать электропотребление за счет посторонних источников. В этом состоит главный недостаток ГТУ-ТЭЦ: они имеют высокий КИТ только при строгом соответствии потреблений электрической и тепловой энергии.

**ГТУ в сочетании с ПТУ.** В этих установках теплота уходящих газов используется для подогрева воды и образования пара в котле-утилизаторе.

Пар из котла-утилизатора поступает в паровую турбину паротурбинной установки, последняя вырабатывает дополнительную мощность, и тем самым повышается КПД всей комбинированной парогазовой установки утилизационного типа, поскольку для выработки дополнительной мощности не расходуется дополнительное топливо сверх того, что подано в камеру сгорания.

Принципиальная схема ПГУ-У представлена на рис. 13.31. Уходящие газы ГТУ с температурой  $t_d$  направляют в котел-утилизатор, представляющий собой теплообменник противоточного типа. В него из конденсатора паровой турбины конденсатным электронасосом КЭН подается конденсат в количестве  $G_k$ . Перед подачей в котел к нему с помощью электронасоса рециркуляции ЭНРК подмешивают горячий конденсат рециркуляции ( $G_p$ ), чтобы получить на входе в первый элемент котла — газовый подогреватель конденсата ГПК — конденсат с температурой примерно 60—65 °С (при работе ГТУ на природном газе) и исключить низкотемпературную коррозию выходных поверхностей котла при воздействии агрессивных примесей, содержащихся в уходящих газах ГТУ. В ГПК конденсат нагревается практически до температуры насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе, часть его ( $G_p$ ) идет на рециркуляцию, а основное количество поступает в деаэратор Д на деаэрацию.

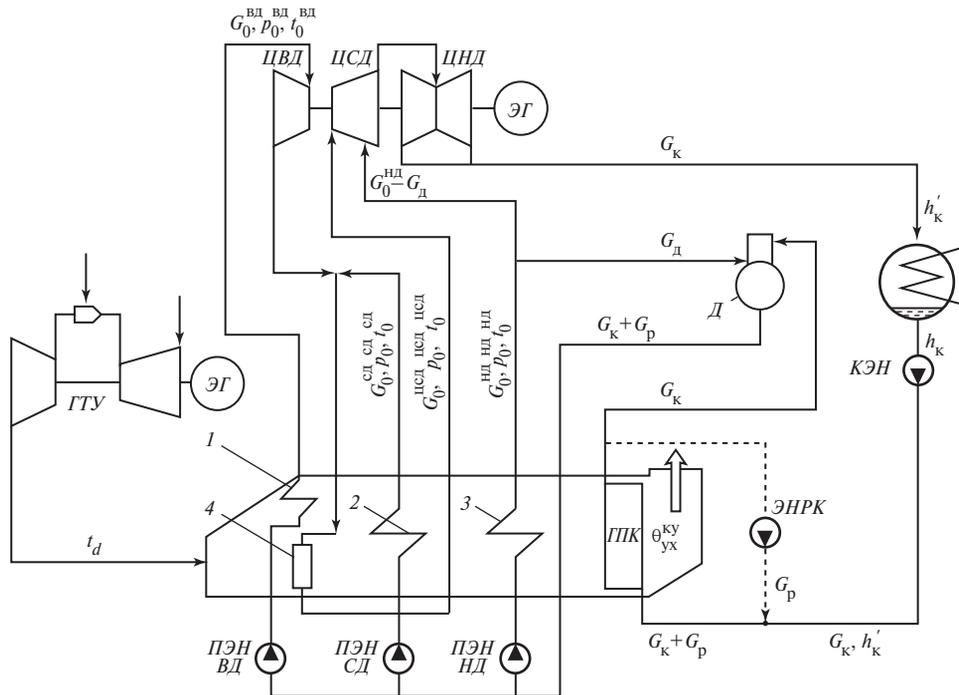


Рис. 13.31. Принципиальная тепловая схема типичной трехконтурной утилизационной ПГУ:

1 — контур ВД; 2 — контур СД; 3 — контур НД; 4 — промежуточный пароперегреватель

Из деаэратора деаэрированная питательная вода питательными электронасосами низкого давления ПЭН НД, среднего давления ПЭН СД и высокого давления ПЭН ВД разводится по так называемым контурам котла-утилизатора соответственно низкого 3, среднего 2 и высокого 1 давления. Каждый из контуров в общем случае состоит из экономайзера, в котором питательная вода нагревается до температуры насыщения, испарителя, в котором вода испаряется, и пароперегревателя. На выходе из котла-утилизатора получают три потока перегретого пара, каждый из которых имеет свои расход, давление и температуру. Такая сложная схема котла обусловлена стремлением получить как можно более высокую температуру пара высокого давления и как можно более низкую температуру уходящих газов за котлом  $\theta_{\text{ух}}^{\text{КУ}}$ , т.е. обеспечить максимальную утилизацию теплоты уходящих газов ГТУ и одновременно максимальную экономичность ПТУ. Обычно  $\theta_{\text{ух}}^{\text{КУ}} = 95 \dots 105 \text{ }^\circ\text{C}$ , а количество утилизированной теплоты составляет 80—85 % теплоты, поступившей в котел.

Из пароперегревателя высокого давления пар в количестве  $G_0^{\text{ВД}}$  с параметрами  $p_0^{\text{ВД}}$ ,  $t_0^{\text{ВД}}$  поступает в ЦВД, расширяется в нем и вырабатывает

мощность. Из ЦВД пар направляется на смешение с паром, генерируемым контуром среднего давления в количестве  $G_0^{\text{СД}}$  и имеющим параметры  $p_0^{\text{СД}}$ ,  $t_0^{\text{СД}}$ . Полученная смесь направляется в промежуточный пароперегреватель 4, а из него с расходом  $G_0^{\text{ЦСД}} = G_0^{\text{ВД}} + G_0^{\text{СД}}$  и параметрами  $p_0^{\text{ЦСД}}$ ,  $t_0^{\text{ЦСД}}$  — в ЦСД паровой турбины. Пар из контура низкого давления с параметрами  $G_0^{\text{НД}}$ ,  $p_0^{\text{НД}}$ ,  $t_0^{\text{НД}}$  поступает в промежуточную ступень ЦСД (небольшая часть этого пара ( $G_{\text{д}}$ ) направляется в деаэратор для нагрева конденсата), смешивается с паром, расширившимся в предшествующих ступенях ЦСД, и продолжает расширяться в последнем. Из ЦСД пар поступает в ЦНД, расширяется в нем и сбрасывается в конденсатор. Контуров среднего и низкого давления вырабатывают примерно по 25 % количества пара, получаемого в контуре высокого давления.

Поскольку в паровую турбину пар поступает тремя потоками с разным давлением, то такая турбина называется турбиной трех давлений. Двухконтурный котел-утилизатор питает паровую турбину двух давлений, а одноконтурный котел — обычную турбину.

В табл. 13.1 приведены характеристики ГТУ и соответствующих им ПГУ-У ведущих зарубежных фирм. Видно, что по единичной мощности ПГУ-У достигли уровня современных мощных паросиловых энергоблоков, а по значениям КПД намного их превосходят. Все это, как уже отмечалось, относится к использованию в качестве топлива природного газа.

На рис. 13.32 представлен очевидный энергетический баланс ПГУ-У. При подводе в камеру сгорания ГТУ тепловой мощности  $Q_{к.с}$  ГТУ вырабатывает мощность  $N_{ГТУ} = \eta_{ГТУ} Q_{к.с}$ , а паровая турбина ПТУ —  $N_{п.т} = (1 - \eta_{ГТУ}) Q_{к.с} \eta_{КУ} \eta_{ПТУ}$ , где  $\eta_{ПТУ}$  — КПД ПТУ;  $\eta_{КУ}$  — КПД котла-утилизатора. Тогда отношение мощностей ГТУ и паровой турбины для ПГУ-У

$$\frac{N_{ГТУ}}{N_{п.т}} = \frac{\eta_{ГТУ}}{(1 - \eta_{ГТУ}) \eta_{КУ} \eta_{ПТУ}}, \quad (13.2)$$

и оно однозначно определяется КПД элементов ПГУ. Экономичность паротурбинной установки ПГУ-У существенно меньше, чем экономичность традиционных ПТУ ТЭС, так как она не имеет системы регенеративного подогрева питательной воды. Оценки КПД ПГУ-У, выполненные по соотношению (13.2), а также результаты испытаний построенных ПГУ показывают, что  $N_{ГТУ}/N_{п.т} \approx 2$  и, следовательно, *определяющую роль в экономичности ПГУ играет КПД ГТУ.*

Из рис. 13.32 следует, что

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ}) \eta_{КУ} \eta_{ПТУ}. \quad (13.3)$$

Из этого соотношения видно, что при всей важности  $\eta_{ГТУ}$  выигрыш в экономичности ПГУ возникает за счет использования паросиловой установки, КПД которой определяется КПД котла-утилизатора и КПД ПТУ. Анализ данных табл. 13.1 показывает,

что очень приближенно можно считать  $\eta_{ПГУ} \approx 1,5 \eta_{ГТУ}$ .

**ПГУ-ТЭЦ.** Наряду с рассмотренными ПГУ-У с конденсационными паровыми турбинами широкое распространение получили так называемые ПГУ-ТЭЦ — парогазовые установки с котлом-утилизатором и теплофикационной паровой турбиной. В такой ПГУ сетевая вода подогревается паром отборов из паровой турбины точно так же, как и на обычной ТЭЦ. Как обычно, для ПГУ-ТЭЦ характерными являются два режима: максимальной электрической мощности и максимальной тепловой мощности. В первом случае теплофикационные отборы пара отключены, паровая турбина работает в конденсационном режиме и установка имеет характеристики, в частности КПД, соответствующие характеристикам установки ПГУ-У с конденсационной турбиной. Во втором случае теплофикационные отборы полностью открыты, в ЧВД паровой турбины подается малый (вентиляционный) расход пара, мощность вырабатывается только в ЧВД паровой турбины, а тепловая мощность максимальна. При этом мощность и КПД по выработке электроэнергии соответственно уменьшаются, а коэффициент использования теплоты топлива достигает максимального значения.

Принципиальное отличие ПГУ-ТЭЦ от традиционной ТЭЦ состоит в выработке электроэнергии на тепловом потреблении. При одном и том же отпуске теплоты ПГУ-ТЭЦ отпускает электроэнергии примерно в 1,5 раза больше, чем традиционная ТЭЦ. Отсюда ясна область их применения: ПГУ-ТЭЦ следует строить там, где кроме стабильной тепловой нагрузки имеется дефицит электрической мощности. Как правило, такими регионами являются крупные города, например Москва.

Имеется и другое отличие. На традиционной ТЭЦ экономически целесообразно нагревать сете-

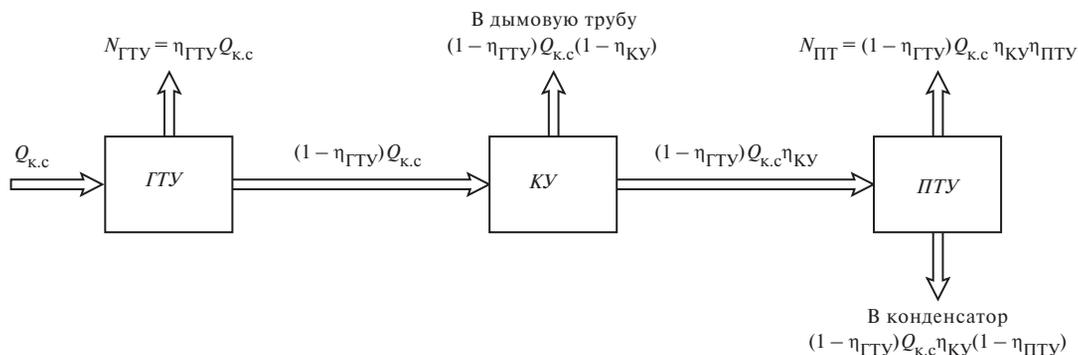


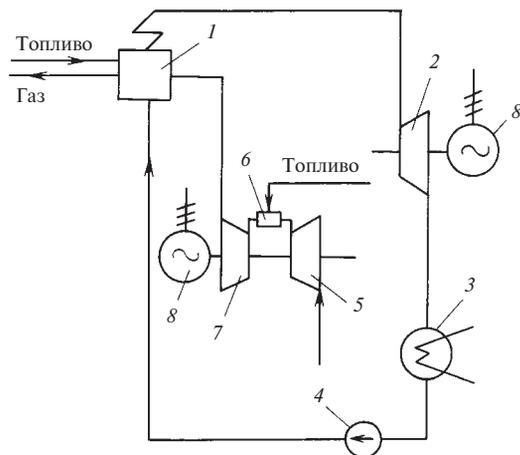
Рис. 13.32. Энергетический баланс ПГУ-У



Подпиточная вода теплосети берется из городского водопровода, нагревается во встроенном теплофикационном пучке конденсатора до 30—45 °С и подается для нагрева в охладитель конденсата сетевых подогревателей. Из него подпиточная вода поступает в декарбонизатор, в котором освобождается от углекислоты, и затем направляется в вакуумный деаэратор. С помощью специального эжектора в последнем поддерживается вакуум. Одновременно в деаэратор из коллектора подается прямая сетевая вода, давление которой составляет около 0,8 МПа, а температура — 100—115 °С. Поэтому она вскипает, а образующийся пар смешивается с подпиточной водой, нагревая ее до температуры насыщения, при которой из нее выделяются растворенные газы. Подготовленная таким образом подпиточная вода насосом закачивается на вход ПСГ-1.

**ПГУ со сбросом газов в топку котла.** Принципиальная схема парогазотурбинной установки со сбросом уходящих газов ГТУ в топку котла представлена на рис. 13.34. Поскольку в топку котла подаются газы, имеющие повышенную температуру, то расход теплоты для подогрева топочных газов снижается, что является причиной увеличения КПД всей комбинированной установки. Снижение удельного расхода теплоты комбинированной парогазотурбинной установкой ПГУ-С по сравнению с ПТУ может составлять 5—7 %.

Применение рассматриваемых ПГУ часто является средством повышения экономичности уже действующих тепловых электрических станций. При этом газообразное топливо необходимо только



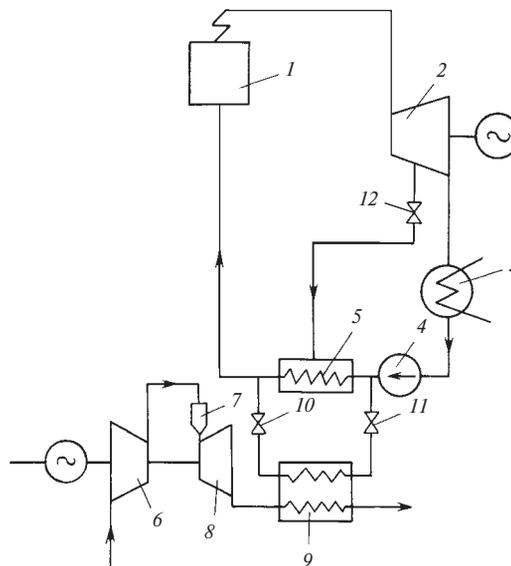
**Рис. 13.34. Принципиальная схема парогазотурбинной установки со сбросом газов в топку котла:**

1 — парогенератор; 2 — паровая турбина; 3 — конденсатор; 4 — насос; 5 — воздушный компрессор; 6 — камера сгорания; 7 — газовая турбина; 8 — электрические генераторы

для работы ГТУ, в то время как основная котлотурбинная установка может использовать как твердое, так и газообразное топливо.

При реконструкции действующей паротурбинной установки и превращении ее в ПГУ-С необходимы изменения в тепловых схемах ПТУ и котельной установки, поскольку используемый в обычных котельных установках подогрев воздуха перед его подачей в топку котла за счет теплоты уходящих из топки газов не может быть реализован, так как в топку теперь подаются из ГТУ газы с высокой температурой. Это приводит к тому, что температура уходящих из топки газов повышается и для ее снижения переключают часть регенеративных подогревателей питательной воды на параллельно включаемые газодводяные подогреватели (на схеме не показаны), в которых подогрев питательной воды осуществляется за счет теплоты уходящих топочных газов. Газодводяные подогреватели питательной воды являются новыми элементами в реконструируемой котлотурбинной установке, что, естественно, усложняет схему и удорожает реконструкцию.

**ПГУ с подогревом питательной воды теплотой уходящих газов ГТУ.** Схема с подогревом питательной воды теплотой уходящих газов ГТУ приведена на рис. 13.35. В базовом режиме работы



**Рис. 13.35. Схема ПГУ с подогревом питательной воды теплотой уходящих газов:**

1 — парогенератор; 2 — паровая турбина; 3 — конденсатор; 4 — насос; 5 — подогреватель питательной воды; 6 — воздушный компрессор; 7 — камера сгорания; 8 — газовая турбина; 9 — газодводяной подогреватель питательной воды; 10, 11 — задвижки на линии питательной воды; 12 — задвижка на линии отбора

тает только ПТУ по обычной схеме с регенерацией, а ГТУ не работает. Подогрев питательной воды производится в системе подогревателей 5 теплотой отборного пара от паровой турбины через задвижки 12. Задвижки 10 и 11 при этом закрыты. В пиковом режиме включается в работу ГТУ, закрываются задвижки 12 на линиях отбора, открываются задвижки 10 и 11. При этом подогрев питательной воды производится в газоводяном подогревателе 9 теплотой уходящих газов ГТУ. В результате суммарная мощность всей комбинированной установки значительно повышается: во-первых, увеличивается мощность паровой турбины (вследствие отключения регенеративных отборов в часть низкого давления идет больший расход пара); во-вторых, ГТУ дает дополнительную мощность. Общая дополнительная (пиковая) мощность может достигать 50 % мощности базовой части. При определенных условиях возрастает также КПД комбинированной установки по сравнению с ПТУ и ГТУ, рассматриваемыми по отдельности.

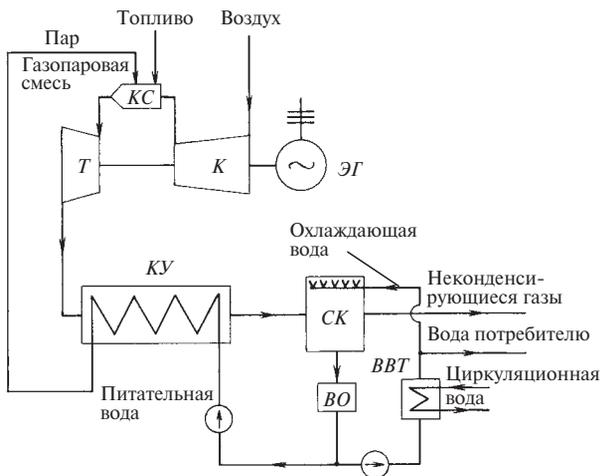
Применение данной схемы целесообразно также и в тех случаях, когда требуется увеличение мощности уже действующей станции.

**ПГУ с подачей пара в камеру сгорания.** Пар из котла-утилизатора можно подавать непосредственно в камеру сгорания ГТУ. ПГУ с подачей пара в камеру сгорания, называемая ПГУ контактного типа или, короче, ПГУ-К, представлена схематично на рис. 13.36. Питательная вода подается в котел-утилизатор обычного типа, где образуется пар с давлением большим, чем давление в камере

сгорания, и температурой на 15—25 °С ниже температуры газов за газовой турбиной.

В камере сгорания сжигается газообразное (или легкое жидкое) топливо в потоке воздуха, подаваемого компрессором. Расход воздуха при этом меньше, чем в обычных ГТУ, так как понижение температуры газов до выбранного значения  $t_c$  здесь осуществляется не только путем подмешивания воздуха, поступающего от компрессора, но также и за счет подачи в камеру сгорания пара из котла-утилизатора. Образующаяся в результате смешения продуктов сгорания и водяного пара газопаровая смесь с выбранной температурой поступает в газопаровую (по существу газовую) турбину, вырабатывающую мощность, часть которой затрачивается, как и в обычной ГТУ, на привод воздушного компрессора, а остальная часть — на привод электрического генератора. Выходящая из котла-утилизатора газопаровая смесь с температурой уходящих газов около 90—120 °С в простом случае выбрасывается в атмосферу. Если это так, то в атмосферу в виде водяного пара выбрасывается такое количество питательной воды, которое подается насосом в котел-утилизатор. Значит, для восполнения этого расхода необходим постоянный источник воды (река, озеро и др.) с соответствующей системой водоочистки. Эта особенность простого решения является основным недостатком рассматриваемой ПГУ-К, который существенно ограничивает ее применение, несмотря на то, что основные показатели установки, и в частности ее КПД, находятся на уровне показателей лучшей схемы ПГУ-У конденсационного типа, а такие ее черты, как, например, компактность (отсутствие паровой турбины), экологичность, возможность применения парового охлаждения в газовой турбине, меньшая относительная мощность воздушного компрессора, определяют некоторые преимущества перед ПГУ-У.

Для устранения указанного основного недостатка разрабатывается решение (рис. 13.36), в котором реализуется система улавливания воды из газопаровой смеси, покидающей котел-утилизатор. Уходящая газопаровая смесь поступает в смешивающий конденсатор атмосферного типа СК, где весь поток охлаждается водой, подаваемой в виде струй и капель в пространство конденсатора. Вследствие того что парциальное давление водяных паров в газопаровой смеси меньше атмосферного (менее 0,3 бар), а температура насыщения менее 80 °С, весь водяной пар в газопаровой смеси может быть сконденсирован и превращен в воду за счет подачи охлаждающей воды с температурой 20—30 °С.



**Рис. 13.36. Принципиальная схема ПГУ-К:**

СК — смешивающий конденсатор при атмосферном давлении; ВО — система водоочистки; ВВТ — водо-водяной теплообменник; остальные обозначения те же, что и на рис. 13.30

Вся образовавшаяся при конденсации вода в смеси с охлаждающей водой откачивается из конденсатора, проходит систему водоочистки *ВО* и затем разделяется на два потока. Первый в количестве  $G_{КУ}$  направляется в *КУ* и далее проходит тракт, как описано; второй в количестве  $G_{о.в} + G_{п}$  охлаждается в водо-водяном теплообменнике *ВВТ* циркуляционной водой обычной очистки до температуры 20—30 °С (может быть и более) и вновь разделяется на два потока. Поток в количестве  $G_{о.в}$  идет в конденсатор для охлаждения и конденсации водяного пара в газопаровой смеси. Поток в коли-

честве  $G_{п}$  может быть направлен потребителю в водопроводную сеть. Этот расход  $G_{п}$  соответствует количеству воды, образующейся при сгорании водорода в топливе. Неконденсирующиеся газы (в основном  $CO_2$ ,  $N_2$  и др.) выбрасываются в атмосферу при температуре ниже температуры конденсации водяных паров в газопаровой смеси.

Система улавливания воды в ПГУ-К устраняет указанный основной недостаток установки, но существенно ее усложняет, и это затрудняет и сдерживает распространение установок этого типа.

## ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ ТУРБОАГРЕГАТОВ

### 14.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБОМАШИН

Детали турбин и компрессоров при работе подвержены силовым, тепловым воздействиям и износу. Ответственные детали: лопатки, роторы, корпуса — испытывают нагрузки, обусловленные центробежными силами инерции и разностями давлений, подчас в условиях повышенных температур.

Неравномерность распределения температур в деталях вызывает неоднородные температурные деформации и связанные с ними температурные напряжения.

Нагрузки от центробежных сил и от разностей давлений, а также от собственного веса принято называть *силовыми воздействиями* в отличие от *тепловых воздействий*, вызываемых разностями температур.

Силовые и тепловые воздействия в турбомашинах по признаку их изменения во времени можно подразделить на стационарные (постоянные во времени), медленно меняющиеся и быстро меняющиеся.

*Постоянные во времени воздействия* характерны для установившегося режима работы турбомашины, при котором частота вращения ротора, значения давлений и температур в каждой точке турбомашины, а также вырабатываемая мощность турбины или потребляемая мощность компрессора не меняются во времени.

При умеренных температурах постоянные воздействия вызывают стационарные напряжения в деталях. Для оценки прочности напряжения должны сопоставляться с характеристиками *кратковременной прочности*, такими, как предел текучести, временное сопротивление и др.

При повышенных температурах появляется *ползучесть*, накапливаются повреждения материала во времени, что ограничивает время работы детали из-за исчерпания запаса *длительной прочности материала*.

В практике эксплуатации турбин имеются случаи разрушения деталей (роторов) вследствие развития повреждений (трещин) от ползучести при достижении трещиной критического размера.

При умеренных температурах в условиях коррозионно-активной среды (например, в среде влажного

пара, содержащего примеси) в ряде конструктивных элементов наблюдается трещинообразование. Зарождение и развитие трещин может происходить в этих условиях и при постоянных нагрузках. Время эксплуатации детали должно оцениваться с учетом *трещиностойкости*.

*Медленно меняющиеся воздействия* связаны с переходными режимами — пуском, нагружением, разгрузкой и остановкой турбомашины. Повторные переходные режимы вызывают повторно-переменные напряжения и деформации в деталях, что сопряжено с возможностью *малоциклового усталости*. При этом возникают ограничения по допустимому числу пусков турбомашины, так как при каждом пуске (и при каждом изменении режима) в материале накапливаются повреждения, которые при достаточном числе изменений режима приводят к разрушению детали вследствие проявления малоциклового усталости.

В процессе работы турбомашины происходит чередование переходных и стационарных режимов. При этом в опасных зонах деталей накапливается общее повреждение, которое обусловлено взаимодействием процесса ползучести и малоциклового нагружения. Взаимодействие обоих типов повреждений таково, что чем больше число часов работы на стационарном режиме, тем меньше возможное число пусков и наоборот.

*Быстро меняющиеся воздействия* вызываются в основном следующими причинами: неуравновешенностью ротора, различными технологическими отклонениями при изготовлении и сборке ротора (механические причины) и взаимодействием потока рабочей среды с элементами проточной части турбомашины.

Быстро меняющиеся воздействия вызывают колебания элементов турбомашины. При определенной интенсивности воздействия возможно повреждение (разрушение) деталей турбомашины вследствие *многоциклового усталости*.

Если в потоке пара или газа присутствуют жидкие или твердые частицы, при столкновении с деталью вызывающие поверхностное ее повреждение, то наблюдается эрозия элементов турбомашин. Наиболее серьезной проблемой считается эрозия деталей в потоке влажного пара, при которой повреж-

даются лопатки и другие элементы проточной части паровых турбин.

Загрязнения (примеси в воде, паре, газе) оказывают многостороннее действие на детали турбомашин — они могут вызывать коррозию различного вида: общую, язвенную, коррозионно-эрозионный износ. Они служат причиной *коррозионного растрескивания под напряжением и коррозионной усталости*.

**Критерии прочности (надежности).** Оценка прочности (надежности) деталей и узлов турбомашин производится преимущественно на основании условия неразрушения в виде

$$q - q_{\text{п}} < 0, \quad (14.1)$$

где  $q$  — параметр надежности, характеризующий нагруженность;  $q_{\text{п}}$  — характеристика прочности материала или детали.

Количественно прочность (надежность) определяют отношением

$$n_{\text{п}} = q_{\text{п}} / q, \quad (14.2)$$

где  $n_{\text{п}}$  — коэффициент запаса прочности.

В зависимости от конкретных условий работы детали и явлений, вызывающих ее повреждения, используют для оценки различные параметры  $q$  и  $q_{\text{п}}$ .

В случае оценки кратковременной прочности при умеренных температурах условия (14.1) и (14.2) имеют вид:

$$\sigma - \sigma_{\text{в}} < 0, \quad n_{\text{в}} = \sigma_{\text{в}} / \sigma,$$

где  $\sigma$  — напряжение в некоторой опасной точке;  $\sigma_{\text{в}}$  — предел прочности материала, временное сопротивление.

При повышенных температурах условия прочности запишем в виде:

$$\sigma - \sigma_{\text{д.п}} < 0; \quad n_{\text{д.п}} = \sigma_{\text{д.п}} / \sigma,$$

где  $\sigma$  — напряжение, действующее в опасной точке;  $\sigma_{\text{д.п}}$  — предел длительной прочности, т.е. напряжение, вызывающее разрушение материала при определенной рабочей температуре за определенный срок (например, при температуре 520 °С за время  $10^5$  ч).

При переменных нагружениях имеем:

$$\sigma_a - \sigma_f < 0; \quad n_f = \sigma_f / \sigma_a,$$

где  $\sigma_a$  — амплитуда переменных напряжений в опасном сечении или в опасной точке;  $\sigma_f$  — предел усталости материала детали для этой точки.

Другие примеры применения условий прочности (14.1) и (14.2) с необходимыми комментариями будут рассмотрены при изучении прочности различных элементов турбомашин.

## 14.2. ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Конструктивные особенности рабочих лопаток паровых турбин рассмотрены в § 3.6, газовых турбин и воздушных компрессоров — в гл. 12 и 13. Во многом они сходны, однако имеется и существенное отличие конструкций охлаждаемых лопаток газовых турбин, состоящее в том, что высокотемпературные лопатки с внутренним охлаждением — полые со сложной системой внутренних каналов, по которым протекает охлаждающая среда, а на внешней поверхности профильной части, в зоне входной и выходной кромок лопатки, имеются отверстия для выхода охлаждающей среды (в случае разомкнутой системы охлаждения газовой турбины).

В общем случае рабочие лопатки турбомашин состоят из трех основных элементов (рис. 14.1): профильной части, хвостовика, периферийной и промежуточной связей; иногда связей несколько (конструкции хвостовиков многообразны, некоторые из них изображены на рис. 3.57).

**Воздействия на рабочую лопатку.** Лопатки турбомашин испытывают действия центробежных сил при вращении, аэродинамических сил потока рабочей среды: пара, газа, воздуха. Эти усилия вызывают растяжение, изгиб и кручение с соответствующими напряжениями в профильной части лопатки, а также напряжения в хвостовике и связях.

Центробежные силы (ЦБС) относятся к стационарным или медленно меняющимся силам, и, следовательно, от них зависят статические кратковременная и длительная прочности лопаток. Центробежные силы вызывают растяжение и изгиб рабочих лопаток. Основное значение имеют растягивающие напряжения в лопатках от центробежных сил. В местах концентрации напряжений: в опасных зонах хвостовиков, около отверстий для установки проволочных связей — возможна местная повторная (при повторных пусках) пластическая деформация, что сопряжено с возможностью появления в зонах концентрации малоциклового усталости.

Аэродинамические силы имеют стационарные и переменные составляющие. Первые вызывают статические напряжения в рабочей лопатке и, как и центробежные силы, влияют на статическую прочность, вторые вызывают колебания и определяют вибрационную надежность лопаточного аппарата — они могут вызвать усталость и привести к поломкам лопаток.

Рабочие лопатки испытывают также температурные воздействия: при переходных режимах (пусках, нагружениях, разгрузках, остановках) в рабочих лопатках турбомашин (в особенности газовых турбин) вследствие неравномерного прогрева и (или) охлаждения возникают температурные напряжения. При повторных переходных режимах температур-

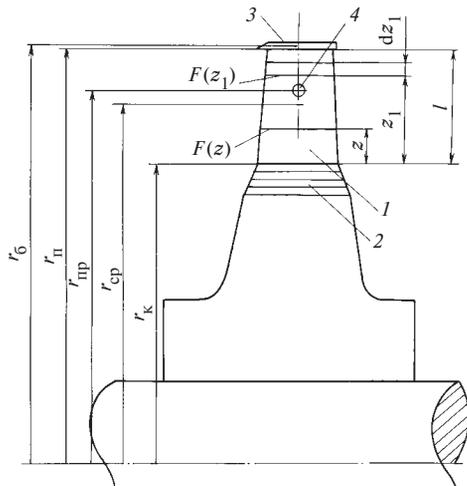
ные воздействия определяют *термоциклическую прочность* рабочих лопаток.

В условиях воздействия коррозионно-активной среды — загрязненного примесями пара — рабочие лопатки, в особенности лопатки, находящиеся в переходной зоне от перегретого пара к влажному и в условиях первичного влагообразования в паре при статических значительных нагрузках, могут испытывать *коррозионное растрескивание под напряжением*. Под действием переменных нагрузок в коррозионно-активной среде при колебаниях в рабочих лопатках может наблюдаться *коррозионная усталость*.

Рабочие лопатки ступеней, находящихся в зоне влажного пара, подвергаются воздействию капель воды, и при этом наблюдается *капельно-ударная эрозия* рабочих лопаток. Возможна также *абразивная эрозия* рабочих и сопловых лопаток, возникающая вследствие уноса с паром продуктов коррозии в элементах энергетической установки перед паровой турбиной (в котле, трубопроводах).

При определенных условиях рабочие лопатки подвергаются различным видам *коррозии*. Различают общую, язвенную коррозию лопаток. Эти виды коррозии поражают не только рабочие лопатки, но и другие элементы тракта. Коррозия возникает преимущественно в период пребывания оборудования в резерве (стояночная коррозия), если не приняты меры по его защите от коррозии.

**Растяжение рабочих лопаток.** Растягивающее напряжение в произвольном сечении рабочей лопатки (рис. 14.1), вызываемое центробежными



**Рис. 14.1.** Схема для определения растягивающих напряжений в рабочих лопатках:

1 — профильная часть; 2 — хвостовик; 3 — периферийный бандаж; 4 — проволоочная связь

силами инерции при вращении, определяется очевидным соотношением

$$\sigma(z) = N(z)/F(z), \quad (14.3)$$

где  $N(z)$  — растягивающее усилие в сечении с координатой  $z$ ;  $F(z)$  — площадь поперечного сечения с координатой  $z$ .

Растягивающее усилие  $N(z)$  численно равно суммарной центробежной силе, развиваемой всеми элементами лопатки, находящимися вне сечения  $F(z)$ , т.е.

$$N(z) = C_{\text{л}} + C_{\text{б}} + C_{\text{пр}}, \quad (14.4)$$

где  $C_{\text{л}}$  — центробежная сила профильной части лопатки, расположенной между сечением площадью  $F(z)$  и периферийным сечением площадью  $F_{\text{п}}$ ;  $C_{\text{б}}$  — центробежная сила инерции части бандажа, приходящейся на одну лопатку;  $C_{\text{пр}}$  — центробежная сила инерции проволоки, приходящейся на одну лопатку.

Для определения  $C_{\text{л}}(z)$  найдем вначале центробежную силу инерции, действующую на элемент лопатки длиной  $dz_1$  (см. рис. 14.1):

$$dC_{\text{л}} = \rho \omega^2 (r_{\text{к}} + z_1) F(z_1) dz_1,$$

где  $\rho$  — плотность материала лопатки;  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора;  $r_{\text{к}}$  — корневой радиус рабочей лопатки;  $z_1$  — расстояние от корня (переменная интегрирования);  $F(z_1)$  — площадь поперечного сечения с координатой  $z_1$ ;  $dz_1$  — длина элемента лопатки.

Для получения  $C_{\text{л}}$  проинтегрируем  $dC_{\text{л}}$  в пределах от  $z_1 = z$  до  $z_1 = l$ , в результате получим

$$C_{\text{л}}(z) = \rho \omega^2 \int_z^l F(z_1) (r_{\text{к}} + z_1) dz_1. \quad (14.5)$$

Величины  $C_{\text{б}}$  и  $C_{\text{пр}}$ , очевидно, выражаются зависимостями:

$$C_{\text{б}} = \rho_{\text{б}} \omega^2 f_{\text{б}} t_{\text{б}} r_{\text{б}};$$

$$C_{\text{пр}} = \rho_{\text{пр}} \omega^2 f_{\text{пр}} t_{\text{пр}} r_{\text{пр}}, \quad (14.6)$$

где  $\rho_{\text{б}}$ ,  $\rho_{\text{пр}}$  — плотности материала связей (соответственно бандажа и проволоки);  $f_{\text{б}}$ ,  $f_{\text{пр}}$  — площади поперечного сечения связей;  $t_{\text{б}}$ ,  $t_{\text{пр}}$  — шаги по окружности связей;  $r_{\text{б}}$ ,  $r_{\text{пр}}$  — радиусы центров поперечных сечений связей (см. рис. 14.1).

В общем случае  $C_{\text{л}}$  по (14.5) находят численно после аэродинамического профилирования лопатки и определения зависимости  $F(z)$ . В случае коротких

лопаток, т.е. когда  $d_{cp}/l > 10 \dots 12$ , обычно  $F(z) = F = \text{const}$ , и тогда напряжения в лопатке без связей

$$\sigma_{л}(z) = \frac{C_{л}(z)}{F} = \rho \omega^2 \int_z^l (r_k + z_1) dz_1 = \rho \omega^2 \left[ r_k(l-z) + \frac{l^2 - z^2}{2} \right].$$

После элементарных преобразований получим распределения напряжений в лопатке постоянного сечения по ее длине в виде

$$\sigma_{л}(z) = \sigma_0(1 - \zeta)(1 + \zeta/\theta), \quad (14.7)$$

где  $\sigma_0$  — растягивающее напряжение в корневом сечении рабочей лопатки без связей;  $\zeta = z/l$ ;  $\theta = d_{cp}/l$  — обратная веерность рабочего венца;  $d_{cp}$  — средний диаметр рабочего венца.

Величина

$$\sigma_0 = \rho \omega^2 r_{cp} l, \quad (14.8)$$

где  $r_{cp} = 0,5(r_{п} + r_k)$  — средний радиус рабочего венца (см. рис. 14.1);  $r_k, r_{п}$  — корневой и периферийный радиусы рабочего венца.

Распределение напряжений в этом случае при  $\theta = 3$  (длинная лопатка) представлено на рис. 14.2 (кривая 1).

Для снижения растягивающих напряжений при  $d_{cp}/l < 10$  лопатки выполняют переменного профиля с уменьшающейся от корня к периферии площадью сечения.

Для лопаток средней веерности, т.е. (примерно) при условии  $6 < d_{cp}/l < 10$ , применяют линейный закон изменения площади:

$$F(z) = F_k[1 - (1 - a)\zeta], \quad (14.9)$$

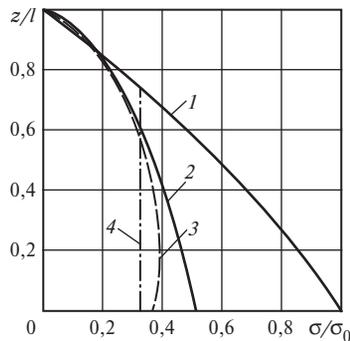


Рис. 14.2. Распределения растягивающих напряжений по длине лопаток с различными законами изменения площади сечения при  $F_{п}/F_k = 0,125$ ,  $\theta = 3$ :

1 — постоянная площадь сечения; 2 — линейный закон; 3 — показательный закон; 4 — лопатка равной прочности

где  $a = F_{п}/F_k$ ;  $F_{п}, F_k$  — площади поперечного сечения лопатки на периферии ( $z = l$ ) и у корня ( $z = 0$ ) соответственно.

Для лопаток большой длины, т.е. при  $d_{cp}/l < 5 \dots 6$ , часто применяется показательный закон:

$$F(z) = F_k \cdot a^{\zeta}. \quad (14.10)$$

Для произвольного закона  $F(z)$  вводят понятие *коэффициента разгрузки*, определяемого отношением

$$k = \sigma_{\text{макс}}/\sigma_0, \quad (14.11)$$

где  $\sigma_{\text{макс}}$  — наибольшее напряжение в лопатке переменного сечения;  $\sigma_0$  — напряжение в корневом сечении лопатки постоянного профиля [см. (14.8)] при тех же значениях  $r_{cp}$  и  $l$ , что и для лопатки переменного сечения.

Принимая законы — линейный (14.9) и показательный (14.10) и используя общую зависимость (14.5), можно определить  $\sigma_{\text{макс}}$  в лопатке. В качестве примера на рис. 14.2 показаны распределения растягивающих напряжений при этих законах изменения площади сечения для длинной лопатки с параметрами  $\theta = 3$ ,  $a = 0,125$  в сравнении с лопаткой постоянного сечения. Из сравнения видно, что для рассматриваемой длинной лопатки, у которой площадь поперечного сечения в 8 раз меньше площади корневой сечения, максимальное растягивающее напряжение составляет  $\sigma_{\text{макс}} = 0,5\sigma_0$  для линейного закона и  $\sigma_{\text{макс}} \approx 0,4\sigma_0$  для показательного закона, т.е. в 2 и 2,5 раза меньше, чем в лопатке постоянного сечения при тех же значениях  $r_{cp}$  и  $l$ .

На рис. 14.3 представлены графики для определения коэффициента разгрузки, вычисленного указанным способом для практического диапазона параметров  $a$  и  $\theta$ .

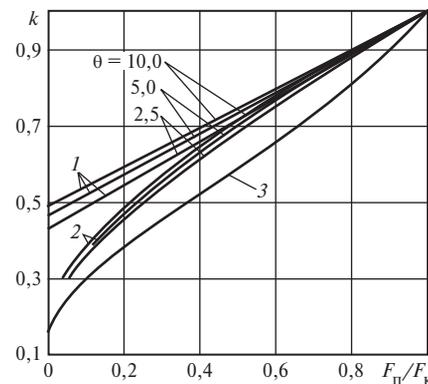


Рис. 14.3. Зависимости коэффициента разгрузки от  $F_{п}/F_k$  и  $\theta$ : 1 и 2 — линейный и показательный законы изменения площади сечения лопаток; 3 — лопатка равной прочности

Пользуясь графиками  $k(a, \theta)$  (рис. 14.3), можно найти максимальное растягивающее напряжение в лопатке переменного сечения по зависимости

$$\sigma_{\max} = \rho \omega^2 r_{\text{cp}} l k(F_{\text{п}}/F_{\text{к}}, d_{\text{cp}}/l). \quad (14.12)$$

На рис. 14.2 (линия 4) и 14.3 (кривая 3) показаны данные для так называемой лопатки равной прочности. Так условно называется лопатка, площадь поперечного сечения которой изменяется по следующим законам: на участке

$$0 \leq \zeta \leq \zeta_*$$

площадь поперечного сечения определена так, что растягивающее напряжение постоянно, а на участке

$$\zeta_* \leq \zeta \leq 1$$

лопатка имеет постоянную площадь поперечного сечения.

Величина  $\zeta_*$  — граница участков. *Лопатка равной прочности* — предельная лопатка, для которой коэффициент разгрузки имеет минимальное значение из всех возможных законов изменения площади сечения по длине лопатки.

На практике реальные законы изменения площади близки к рассмотренным: постоянной площади, линейному или показательному закону.

Определение максимальных растягивающих напряжений в рабочих лопатках паровой турбины становится значимым по крайней мере в двух случаях.

Первый случай связан с проблемой повышения мощности конденсационных и теплотехнических турбин, приходящейся на один поток. Эта проблема рассмотрена в § 5.2.

Учитывая, что ометаемая площадь последней ступени

$$\Omega = 2\pi r_{\text{cp}} l, \quad (14.13)$$

и используя (14.12), получаем зависимость

$$\Omega = 2\pi \sigma_{\max} / (k \rho \omega^2), \quad (14.14)$$

из которой следует, что для повышения  $\Omega$  и, следовательно, мощности, приходящейся на один поток, необходимо: 1) выбирать материалы с максимальным отношением  $\sigma_{\max}/\rho$ ; 2) профилировать рабочие лопатки с минимальным  $k$ , для чего следует приближаться настолько это возможно к лопатке равной прочности и выбирать малые значения  $F_{\text{п}}/F_{\text{к}} = 0,1 \dots 0,15$ ; 3) применять тихоходные турбины с  $n_{\text{н}} = 25 \text{ с}^{-1}$ .

Максимальные допустимые значения  $\sigma_{\max}$  принято выбирать по условию

$$\sigma_{\max} = \sigma_{0,2} / n_s, \quad (14.15)$$

где  $\sigma_{0,2}$  — предел текучести материала при рабочей температуре;  $n_s$  — коэффициент запаса по пределу текучести, обычно выбираемый в пределах  $n_s = 1,5 \dots 2,5$ .

Выбор значений  $n_s$  обусловлен в основном тем, что согласно рекомендациям МЭК (Международной электротехнической комиссии) любая турбина *без необратимых последствий* должна быть способна выдержать кратковременное повышение частоты вращения до  $n = 1,2 n_{\text{н}}$ , где  $n_{\text{н}}$  — номинальная частота вращения. Увеличение частоты вращения в 1,2 раза означает повышение растягивающих напряжений в любых лопатках (также и в лопатках со связями) в  $1,2^2 = 1,44$  раза. Таким образом, требование  $n_s \geq 1,5$  означает, что при повышении частоты до  $1,2 n_{\text{н}}$  *номинальное напряжение* (без учета коэффициента концентрации напряжений в галтелях — переходах от профиля к хвостовику) не достигнет предела текучести материала лопаток. Для гарантии обычно выбирают  $n_s \geq 2$ .

Второй случай, когда выбор растягивающих напряжений в рабочих лопатках является значимым, относится к лопаткам первой ступени ЧСД турбины с промежуточным перегревом пара большой мощности (500, 800 и 1200 МВт).

Лопатки эти имеют уже значительную длину ( $l > 100$  мм) и высокую температуру металла (более  $520 \text{ }^\circ\text{C}$ ), при которой обнаруживается ползучесть материала. Они должны отвечать требованиям длительной прочности:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{д.п}} / n_{\text{д.п}}, \quad (14.16)$$

где  $\sigma_{\text{д.п}}$  — предел длительной прочности при рабочей температуре для ресурса  $\tau = 10^5$  или  $2 \cdot 10^5$  ч (для  $P = 0,5$ );  $n_{\text{д.п}} = 1,3 \dots 1,6$  — коэффициент запаса по длительной прочности для вероятности неразрушения  $P = 0,5$  (см. § 14.4).

Рассмотрим два примера, относящихся к проблеме прочности лопаток при действии растягивающих напряжений в двух названных случаях.

**Пример 14.1.** На Ермаковской ГРЭС (Казахстан) 5 декабря 1972 г. произошла авария турбоагрегата мощностью 300 МВт с турбиной К-300-23,5, в результате которой валопровод был разрушен в шести сечениях, разрушены были также совмещенный ЦСНД и ЦНД турбины.

Авария началась с отключения от сети системой защиты электрического генератора. При отключении генератора от сети одновременно дается сигнал на закрытие регулирующих и стопорных клапанов, однако эта команда не была выполнена, и валопровод турбоагрегата *пошел в разгон* с характерным нарастающим гулом.

В процессе разгона начали отрываться рабочие лопатки последних ступеней всех трех потоков, пробивая насквозь стенки наружного корпуса ЦНД в районе расположения последних ступеней.

В некоторый момент разгона нарастающий гул прекратился, машина «притихла». Как выяснилось потом, регулирующие и стопорные клапаны закрылись и начался выбег валопровода.

Анализ последствий аварии показал, что в процессе разгона были оборваны многие рабочие лопатки последних ступеней, а именно, в третьем потоке (близком к генератору) оборвалось 35 лопаток, в первом и втором потоках — по 14—15 лопаток.

Разрушение всех лопаток имеет *силовой характер*, т.е. оно произошло вследствие действия растягивающих усилий в сечениях на расстоянии около 350 мм от корневого. По данным завода-изготовителя, в этом сечении растягивающие напряжения максимальные и при номинальной скорости вращения  $n_n = 50 \text{ с}^{-1}$  составляют  $\sigma_{\text{макс}} \approx 400 \text{ МПа}$  (сравните с кривой 3 на рис. 14.2).

Многие лопатки последних ступеней вытянулись на 20—25 мм, некоторые — на 70 мм. На некоторых лопатках появилась шейка — утонение — в наиболее нагруженном сечении, подобно утонению образца при испытаниях материала для определения его механических характеристик.

Рассматриваемые лопатки выполнены из стали 15Х12ВНМФШ.

Основные параметры лопаток следующие: длина рабочей части  $l = 1050 \text{ мм}$ ; средний диаметр  $d_{\text{ср}} = 2,55 \text{ м}$  ( $\Omega = 8,41 \text{ м}^2$ ); хвостовик елочного типа с торцевой заводской лопаток, выполненный по дуге окружности; имеется одна демпферная связь на расстоянии около  $0,9l$  от корня.

Хорда лопатки в корневом сечении  $b \approx 180 \text{ мм}$ , ширина обода диска равна около 230 мм.

Центробежная сила инерции профильной части лопатки составляет 1280 кН (~130 тс), число лопаток на колесе — 104, суммарные напряжения (растяжение + изгиб) — около 420 МПа.

За счет снятия свисающей выходной кромки в корневом сечении повышен в 2 раза *конструктивный предел усталости* рабочих лопаток.

По данным контрольных испытаний образцов, изготовленных из материала лопаток, механические характеристики при температуре 20 °С соответствовали техническим условиям: предел текучести  $\sigma_{0,2} = 650...750 \text{ МПа}$ , предел прочности (временное сопротивление)  $\sigma_B = 800...900 \text{ МПа}$ .

Используя сведения о характере разрушения рабочих лопаток при разгоне ротора, приведенные данные о рабочих напряжениях и механические характеристики материала, требуется установить максимальную частоту вращения, которая была достигнута при разгоне перед тем, как закрылись клапаны.

**Решение.** Растягивающие напряжения в рабочих лопатках согласно (14.5), (14.6) пропорциональны квадрату частоты вращения, т.е. при произвольной частоте вращения имеем соотношение

$$\sigma(n) = \sigma_n \left( \frac{n}{n_n} \right)^2, \quad (14.17)$$

где  $\sigma(n)$  — растягивающее напряжение в любой точке лопатки при любой частоте вращения  $n$ ;  $\sigma_n$  — растягивающее напряжение при номинальной частоте  $n_n$ .

Применим это соотношение к сечению рабочей лопатки, где номинальное напряжение имеет максимальное значение  $\sigma_n = 400 \text{ МПа}$  и где произошло разрушение лопаток при разгоне. В момент разрушения напряжения в лопатках, надо полагать, как раз равнялись, по определению, временному сопротивлению  $\sigma_B = 800...900 \text{ МПа}$  (для разных лопаток). Полагая в (14.17)  $\sigma(n) = \sigma_B$ ,  $\sigma_n = 400 \text{ МПа}$  и разрешая его относительно  $n$ , имеем

$$n = n_{\text{разр}} = n_n \left( \frac{\sigma_B}{\sigma_n} \right)^{1/2}.$$

Подставляя численные значения, получаем

$$n_{\text{разр}} = 50 \left( \frac{800...900}{400} \right)^{1/2} = 70,7...75 \text{ с}^{-1} = 4243...4500 \text{ мин}^{-1}.$$

В процессе разгона ротора были разрушены далеко не все лопатки. Всего на трех потоках общее число рабочих лопаток более 300, а разрушено было около 65 лопаток. Поэтому можно считать, что частота вращения, достигнутая при разгоне, лежит в пределах

$$4250 < n_{\text{разр}} < 4500 \text{ мин}^{-1},$$

ближе к меньшему значению.

Отметим, что в данном случае коэффициент запаса по пределу текучести в рабочих лопатках в соответствии с (14.15) составляет

$$n_s = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{\text{макс}}} = \frac{650...750}{400} = 1,62...1,87,$$

значение  $n_s$  укладывается в рекомендуемые пределы, поэтому лопатка отвечает требованиям кратковременной прочности, что полностью подтверждается результатами случившейся аварии.

**Пример 14.2.** Для рабочих лопаток первой ступени ротора СД турбины К-500-23,5 известны следующие данные:

материал лопаток — сталь 15Х12ВНМФШ (ЭИ802);

средний радиус рабочих лопаток  $r_{\text{ср}} = 0,635 \text{ м}$ ;

длина рабочей части  $l = 0,12 \text{ м}$ ;

площадь корневого поперечного сечения  $F_K = 17,86 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;

площадь периферийного поперечного сечения  $F_{\text{п}} = 0,5 F_K$ ;

площадь поперечного сечения бандажа  $f_{\text{б}} = 4,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;

радиус центра тяжести сечения бандажа  $r_{\text{б}} = 0,698 \text{ м}$ ;

число рабочих лопаток на колесе  $z_{\text{л}} = 76$ ;

плотность материала лопатки и бандажа  $\rho = \rho_{\text{б}} = 7850 \text{ кг/м}^3$ ;

предел длительной прочности материала лопатки при температуре  $T = 550 \text{ °С}$  на ресурс  $\tau = 10^5 \text{ ч}$   $\sigma_{\text{дл}} > 160 \text{ МПа}$  (по справочникам для стали, термически обработанной на  $\sigma_{0,2} = 500 \text{ МПа}$ ).

Требуется: а) определить максимальное растягивающее напряжение в корневом сечении рабочей лопатки; б) найти коэффициент запаса по длительной прочности для этого сечения.

**Решение.** Рассчитаем напряжение в корневом сечении лопатки без учета бандажа по формуле (14.12), где коэффициент разгрузки следует определить по кривой  $l$  (см. рис. 14.3), предполагая, что площадь сечения лопатки меняется по линейному закону.

Для данного случая  $F_{II}/F_K = 0,5$ ,

$$\theta = d_{cp}/l = 2 \cdot 0,635/0,12 = 10,58,$$

с использованием этих данных по рис. 14.3 находим

$$k = 0,755.$$

Теперь по (14.12) получаем

$$\sigma_{\max} = k \rho \omega^2 r_{cp} l = 0,755 \cdot 7850 \cdot (314,16)^2 \cdot 0,635 \cdot 0,12 = 44,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 44,6 \text{ МПа}.$$

Центробежная сила бандажа по формуле (14.6) с некоторым ее преобразованием составляет

$$C_6 = \frac{2\pi}{z_{II}} \rho (\omega r_6)^2 f_6 = \frac{2\pi}{76} \cdot 7850 (314,16 \cdot 0,698)^2 \cdot 4,8 \cdot 10^{-4} = 14\,979 \text{ Н}.$$

Дополнительное напряжение в корневом сечении от центробежной силы бандажа

$$\Delta\sigma_6 = C_6/F_K = 14\,979/(17,86 \cdot 10^{-4}) = 8,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 8,4 \text{ МПа}.$$

Полное растягивающее напряжение в корневом сечении

$$\sigma_p = \sigma_{\max} + \Delta\sigma_6 = 44,6 + 8,4 = 53,0 \text{ МПа}.$$

Рассчитаем коэффициент запаса по длительной прочности по (14.16)

$$n_{д.п} = \sigma_{д.п}/\sigma_p > 160/53 > 3.$$

Коэффициент запаса по длительной прочности существенно выше нормативного, равного 1,3—1,6. Кроме того,

значения  $\sigma_{д.п} > 160$  МПа относятся к температуре металла 550 °С. В действительности температура материала лопатки составляет примерно 520 °С, поэтому длительная прочность рабочих лопаток первой ступени ротора СД турбины К-500-23,5 ХТЗ обеспечена с большим запасом:  $n_{д.п} > 3$  (при этом не учитывается влияние концентрации напряжений в галтельном переходе от профиля к хвостовику).

**Изгиб рабочих лопаток.** Рабочие лопатки подвергаются действию аэродинамических поперечных сил, вызывающих их изгиб. Как уже отмечалось, аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки, имеют стационарные и переменные составляющие. Также уже отмечалось, что для прочности рабочих лопаток особенно значимы переменные (быстро меняющиеся) воздействия, так как именно они вызывают колебания и усталостные поломки рабочих лопаток.

Стационарные аэродинамические усилия хотя и влияют на кратковременную прочность рабочих лопаток, но это влияние мало и, как правило, не является значимым. Между тем, напряжения стационарного изгиба представляются существенными характеристиками прочности, потому что *переменные аэродинамические усилия и переменные напряжения в рабочих лопатках оказываются прямо пропорциональны статическим изгибным напряжениям*. Поэтому следует рассмотреть способ определения напряжений изгиба лопатки за счет стационарных аэродинамических сил.

На рис. 14.4 показаны окружные и осевые аэродинамические усилия, действующие на рабочую лопатку (без связей — для простоты рассмотрения). Погонные нагрузки в окружном  $q_x(z)$  и осевом  $q_y(z)$  направлениях определяются в результате теплового

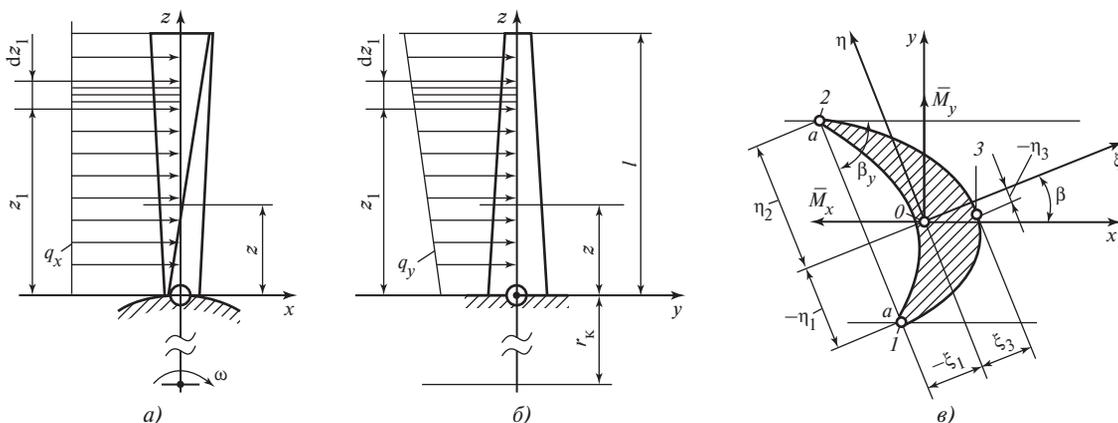


Рис. 14.4. Аэродинамические (паровые, газовые) усилия, действующие на рабочую лопатку:

а — окружные усилия  $q_x$ ; б — осевые усилия  $q_y$ ; в — профиль рабочей лопатки в сечении  $z$

расчета ступени турбины (см. § 2.3) и могут быть представлены в виде:

$$q_x = \rho_2 w_{2a} (w_{1u} - w_{2u}) t_2; \quad (14.18)$$

$$q_y = \rho_2 w_{2a} (w_{1a} - w_{2a}) t_2 + (p_1 - p_2) t_2, \quad (14.19)$$

где  $\rho_2$  — плотность рабочей среды за рабочими лопатками;  $w_{1a}$ ,  $w_{1u}$  — осевая и окружная составляющие относительной скорости потока перед рабочими лопатками;  $w_{2a}$ ,  $w_{2u}$  — осевая и окружная составляющие относительной скорости потока за рабочими лопатками;  $p_1$ ,  $p_2$  — статическое давление соответственно перед рабочими лопатками и за ними.

Предположив нагрузки  $q_x(z)$  и  $q_y(z)$  известными из теплового расчета, найдем изгибающие моменты в произвольном сечении лопатки  $z$ :  $M_y(z)$  — под действием нагрузки  $q_x$  и  $M_x(z)$  — под действием нагрузки  $q_y$  (см. рис. 14.4, а, б) по зависимостям:

$$M_y(z) = \int_z^l q_x(z_1)(z_1 - z) dz_1; \quad (14.20)$$

$$M_x(z) = \int_z^l q_y(z_1)(z_1 - z) dz_1, \quad (14.21)$$

где  $M_y(z)$  — изгибающий момент в сечении  $z$  относительно оси  $y$ ;  $M_x(z)$  — изгибающий момент в сечении  $z$  относительно оси  $x$  (см. рис. 14.4, в).

Смысл зависимости (14.20) определяется тем, что под интегралом записан момент от элементарной нагрузки  $q_x(z_1) dz_1$  на плече  $z_1 - z$ , где  $z_1$  — переменная интегрирования, и он должен быть вычислен в пределах от  $z$  до  $l$ . Аналогично записано и второе соотношение для момента  $M_x(z)$  [см. (14.21)].

Окружное усилие  $q_x(z)$  для всех реальных ступеней обычно близко к постоянному значению по длине лопатки, осевое усилие  $q_y(z)$  для лопаток большой веерности существенно перемененно и возрастает от корня к периферии в основном вследствие влияния второго члена, в котором как  $p_1 - p_2$ , так и  $t_2$  растут от корня к периферии. Для ступеней с лопатками умеренной длины ( $\theta > 10 \dots 12$ ) допустимо не только  $q_x$ , но также и  $q_y$  считать величиной постоянной, вычисленной по параметрам для среднего радиуса. При этом по (14.20), (14.21) найдем изгибающие моменты в корневом сечении ( $z = 0$ ):

$$M_{y\text{к}} = \int_0^l q_x(z_1) dz_1 = q_x l^2 / 2 = R_u l / 2; \quad (14.22)$$

$$M_{x\text{к}} = q_y l^2 / 2 = R_a l / 2, \quad (14.23)$$

где  $R_u$ ,  $R_a$  — окружное и осевое усилия, действующие на рабочую лопатку,

$$R_u = q_x l; \quad R_a = q_y l. \quad (14.24)$$

Окружное усилие  $R_u$  можно определить из соотношения для мощности ступени

$$N_{\text{о.л}} = R_u u_{\text{ср}} z_{\text{л}},$$

где  $u_{\text{ср}} = \omega r_{\text{ср}}$  — окружная скорость на среднем радиусе ступени;  $z_{\text{л}}$  — число лопаток на колесе.

Учитывая (14.22) и (14.23), имеем

$$M_{y\text{к}} = \frac{N_{\text{о.л}} l}{2 u_{\text{ср}} z_{\text{л}}}.$$

Здесь  $N_{\text{о.л}}$  — мощность ступени «на ободу лопаток».

Если учесть дополнительные потери от утечек и влажности, то вместо  $N_{\text{о.л}}$  следует использовать мощность  $N_i$  за вычетом этих потерь. Тогда

$$M'_{y\text{к}} = \frac{N_i l}{2 u_{\text{ср}} z_{\text{л}}}. \quad (14.25)$$

Для определения изгибных напряжений в любом поперечном сечении  $z$  необходимо вначале найти изгибающие моменты относительно *центральных главных осей*  $\eta$  и  $\xi$  (см. рис. 14.4, в). Моменты  $M_\eta$ ,

$M_\xi$  получаем, проектируя векторы-моменты  $\overline{M}_y$  и  $\overline{M}_x$  на центральные главные оси  $\eta$  и  $\xi$ :

$$\left. \begin{aligned} M_\eta &= M_y \cos \beta + M_x \sin \beta; \\ M_\xi &= M_y \sin \beta - M_x \cos \beta; \end{aligned} \right\} \quad (14.26)$$

где  $\beta$  — угол между осью  $x$  и главной осью  $\xi$ .

С достаточной точностью можно принимать, что центральная главная ось  $\eta$  параллельна линии, соединяющей точки 1 и 2, т.е. примерно параллельна направлению хорды профиля. Положительное направление векторов-моментов  $\overline{M}_y$  и  $\overline{M}_x$  (см. рис. 14.4, в) соответствует следующему правилу: изгибающий момент в сечении лопатки (с внешним направлением оси  $z$ ) считается положительным, когда он обусловлен положительной силой, действующей на отсеченную часть лопатки.

При описанных условиях изгибающие напряжения в любой точке сечения лопатки в соответствии с правилом сопротивления материалов определяются по закону косоугольного изгиба стержня по зависимости

$$\sigma_{\text{и}} = - \frac{M_\eta}{I_\eta} \xi + \frac{M_\xi}{I_\xi} \eta, \quad (14.27)$$

где  $\eta$ ,  $\xi$  — координаты точки сечения лопатки, для которой вычисляются напряжения изгиба;  $I_\eta$ ,  $I_\xi$  — моменты инерции сечения профиля лопатки отно-

сительно центральных главных осей  $\eta$  и  $\xi$ . Часто используются обозначения (см. табл. 3.1)

$$I_{\eta} = I_{\min}, \quad I_{\xi} = I_{\max}.$$

Обычно напряжения изгиба определяют в трех «опасных» точках 1, 2 и 3 (см. рис. 14.4, в).

В точках 1 и 2 имеем растягивающие (положительные) напряжения статического изгиба, в точке 3 — сжимающие (отрицательные) напряжения статического изгиба. Как правило, наибольшие напряжения изгиба наблюдаются в точке 1, так как для этой точки складываются положительные напряжения изгиба, вызываемые моментами  $M_{\eta}$  и  $M_{\xi}$ .

В точке 2 момент  $M_{\eta}$  вызывает положительные напряжения, а момент  $M_{\xi}$  — отрицательные напряжения. По общей формуле (14.27) для точки 1 имеем

$$\sigma_{и1} = \frac{M_{\eta}}{W_{\min 1}} - \frac{M_{\xi}}{W_{\max 1}}, \quad (14.28)$$

где

$$W_{\min 1} = -\frac{I_{\min}}{\xi_1}, \quad W_{\max 1} = -\frac{I_{\max}}{\eta_1} \quad (14.29)$$

— моменты сопротивления для точки 1, значения  $W_{\min 1}$  для некоторых типовых профилей даны в табл. 3.1.

Аналогично для точек 2 и 3 получим зависимости:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{и2} &= \frac{M_{\eta}}{W_{\min 2}} + \frac{M_{\xi}}{W_{\max 2}}; \\ \sigma_{и3} &= -\frac{M_{\eta}}{W_{\min 3}} - \frac{M_{\xi}}{W_{\max 3}} \end{aligned} \right\} \quad (14.30)$$

где

$$\left. \begin{aligned} W_{\min 2} &= -I_{\min} / \xi_2; \quad W_{\max 2} = I_{\max} / \eta_2; \\ W_{\min 3} &= I_{\min} / \xi_3; \quad W_{\max 3} = -I_{\max} / \eta_3. \end{aligned} \right\} \quad (14.31)$$

Значения  $I$ ,  $W$ ,  $F$  в справочниках относятся к определенному характерному размеру профиля (чаще всего к определенному размеру хорды  $b_M$ ).

Если масштаб профиля  $m = b_H / b_M$ , где  $b_H$ ,  $b_M$  — размер хорды истинного и модельного профиля соответственно, то геометрические характеристики профиля с модельных значений на истинные (натурные) пересчитываются по очевидным соотношениям:

$$I_H = m^4 I_M; \quad W_H = m^3 W_M; \quad F_H = m^2 F_M;$$

здесь индексами «н» и «м» отмечены соответственно натурные и модельные моменты инерции, моменты сопротивления, площади сечения.

Определение статических напряжений аэродинамического изгиба выполняется для того, чтобы про-

извести сравнение их с допустимыми напряжениями на изгиб. Последние установлены в стационарном турбостроении как *одна из мер обеспечения вибрационной надежности рабочих лопаток*. Принимается, что изгибные напряжения должны удовлетворять условию

$$|\sigma_{и}| \leq \sigma_{и.д}, \quad (14.32)$$

где  $\sigma_{и}$  — напряжение аэродинамического изгиба в опасной точке 1, 2 или 3, рассчитанное по приведенным формулам (14.28)—(14.30);  $\sigma_{и.д}$  — допускаемое напряжение на изгиб.

Многолетний опыт эксплуатации паровых турбин позволил установить следующие допускаемые напряжения на изгиб: для активных ступеней с полным подводом пара  $\sigma_{и.д} \leq 30 \dots 35$  МПа; для реактивных ступеней с полным подводом пара  $\sigma_{и.д} \leq 70 \dots 100$  МПа; для ступеней с парциальным подводом пара (в частности, для регулирующих ступеней)  $\sigma_{и.д} \leq 10 \dots 15$  МПа.

Причины выбора столь малых допускаемых напряжений на изгиб будут рассмотрены в параграфе, посвященном колебаниям и усталости лопаток.

Определение напряжений статического изгиба в рабочих лопатках рассмотрим на конкретном примере.

**Пример 14.3.** Последняя ступень ЦНД турбины Т-100/120-12,8 ТМЗ с рабочей лопаткой размерами  $d_{ср} = 1,915$  м,  $l = 0,55$  м (рис. 14.5) имеет следующие характеристики при номинальном конденсационном режиме: мощность ступени с учетом потерь от утечек и влажности  $N_i = 4315$  кВт; давление перед ступенью  $p_0 = 20,9$  кПа;

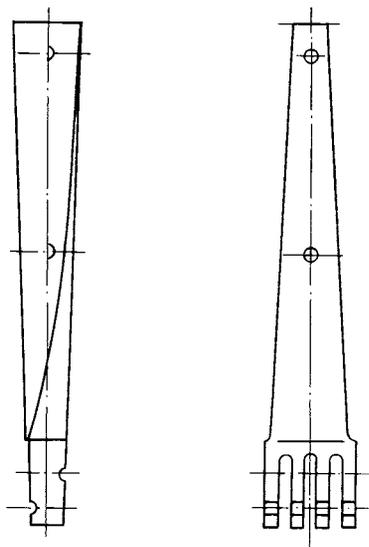


Рис. 14.5. Эскиз рабочей лопатки последней ступени ЦНД турбины Т-110/120-12,8 ТМЗ

давление за соплами на среднем радиусе  $p_1 = 13,93$  кПа;  
 давление за ступенью  $p_2 = 5,64$  кПа;  
 плотность пара  $\rho_2 = 0,04515$  кг/м<sup>3</sup>.

Треугольники скоростей на среднем радиусе определяются следующими значениями составляющих:

$$\begin{aligned}w_{1u} &= 24 \text{ м/с}; \\w_{2u} &= -386 \text{ м/с}; \\w_{1a} &= 113,5 \text{ м/с}; \\w_{2a} &= 270,5 \text{ м/с}; \\u_{\text{ср}} &= \omega r_{\text{ср}} = 300,8 \text{ м/с}.\end{aligned}$$

Треугольники скоростей представлены на рис. 14.6. Число рабочих лопаток на колесе  $z_l = 94$ .

Геометрические параметры корневого сечения рабочей лопатки следующие.

Угол поворота корневого сечения (угол между осями  $x$  и  $\xi$ , см. рис. 14.4, в)  $\beta = 2,3^\circ$ .

Моменты инерции

$$\begin{aligned}I_{\text{мин}} &= I_{\eta} = 10,827 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4, \\I_{\text{макс}} &= I_{\xi} = 93,766 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.\end{aligned}$$

Координаты «опасных» точек 1, 2, 3 (см. рис. 14.4)

$$\begin{aligned}-\xi_1 &= 22,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}, & -\eta_1 &= 57,283 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \\-\xi_2 &= 23,303 \cdot 10^{-3} \text{ м}, & \eta_2 &= 52,780 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \\ \xi_3 &= 16,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}, & \eta_3 &= 0.\end{aligned}$$

Требуется рассчитать напряжения статического изгиба в «опасных» точках.

**Решение.** Рассчитаем изгибающие моменты в корневом сечении рабочей лопатки. Изгибающий момент  $M_{yк}$  найдем по зависимости (14.25):

$$M_{yк} = \frac{N_i l}{2u_{\text{ср}} z_l} = \frac{4315 \cdot 10^3 \cdot 0,55}{2 \cdot 300,8 \cdot 94} = 42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающий момент  $M_{xк}$  рассчитаем по формуле (14.23), полученной в предположении, что усилие  $q_y(z)$  постоянно и равно усилию на среднем радиусе:  $q_y = q_{y\text{ср}}$ . Для этого по (14.19) получим

$$\begin{aligned}q_y &= \rho_2 w_{2a}(w_{1a} - w_{2a})t_2 + (p_1 - p_2)t_2 = \\ &= 0,04515 \cdot 270,5(113,5 - 270,5) \cdot 0,064 +\end{aligned}$$

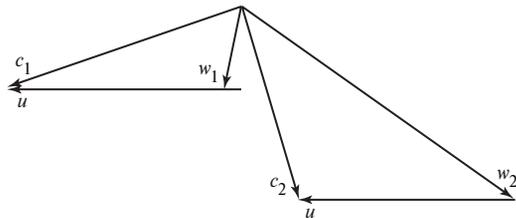


Рис. 14.6. Треугольники скоростей на среднем радиусе лопаток,  $u = 301$  м/с

$$+ (13,93 - 5,64) \cdot 10^3 \cdot 0,064 = -122,7 + 530,6 = 407,9 \text{ Н/м},$$

$$\text{где } t_2 = \frac{\pi d_{\text{ср}}}{z_l} = \frac{\pi \cdot 1,915}{94} = 0,064.$$

По (14.23) найдем

$$M_{xк} = q_y l^2 / 2 = 407,9 \cdot 0,55^2 / 2 = 61,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассчитаем изгибающие моменты относительно главных осей  $\xi$ ,  $\eta$  по формулам (14.26):

$$\begin{aligned}M_{\eta к} &= M_{yк} \cos\beta + M_{xк} \sin\beta = \\ &= 42 \cos 2,3^\circ + 61,7 \sin 2,3^\circ = 44,4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \\ M_{\xi к} &= M_{yк} \sin\beta - M_{xк} \cos\beta = \\ &= 42 \sin 2,3^\circ - 61,7 \cos 2,3^\circ = -60 \text{ Н} \cdot \text{м}.\end{aligned}$$

Определим моменты сопротивления корневого сечения по формулам (14.29), (14.31):

$$W_{\text{мин}1} = -\frac{I_{\text{мин}}}{\xi_1} = \frac{10,827 \cdot 10^{-8}}{22,9 \cdot 10^{-3}} = 4,728 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\text{макс}1} = -\frac{I_{\text{макс}}}{\eta_1} = \frac{93,766 \cdot 10^{-8}}{57,283 \cdot 10^{-3}} = 1,6368 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_{\text{мин}2} = -\frac{I_{\text{мин}}}{\xi_2} = \frac{10,827 \cdot 10^{-8}}{23,303 \cdot 10^{-3}} = 4,646 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\text{макс}2} = \frac{I_{\text{макс}}}{\eta_2} = \frac{93,766 \cdot 10^{-8}}{52,780 \cdot 10^{-3}} = 1,7764 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$W_{\text{мин}3} = \frac{I_{\text{мин}}}{\xi_3} = \frac{10,827 \cdot 10^{-8}}{16,0 \cdot 10^{-3}} = 6,767 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_{\text{макс}3} = -\frac{I_{\text{макс}}}{\eta_3} = \infty.$$

Найдем изгибные напряжения в «опасных» точках корневого сечения рабочей лопатки по формулам (14.28), (14.30):

$$\begin{aligned}\sigma_{и1} &= \frac{M_{\eta к}}{W_{\text{мин}1}} - \frac{M_{\xi к}}{W_{\text{макс}1}} = \frac{44,4}{4,728 \cdot 10^{-6}} + \frac{60,0}{1,6368 \cdot 10^{-5}} = \\ &= 9,39 \cdot 10^6 + 3,67 \cdot 10^6 = 13,06 \cdot 10^6 \text{ Па} = 13,06 \text{ МПа};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{и2} &= \frac{M_{\eta к}}{W_{\text{мин}2}} + \frac{M_{\xi к}}{W_{\text{макс}2}} = \frac{44,4}{4,646 \cdot 10^{-6}} - \frac{60,0}{1,7764 \cdot 10^{-5}} = \\ &= 9,56 \cdot 10^6 - 3,38 \cdot 10^6 = 6,18 \cdot 10^6 \text{ Па} = 6,18 \text{ МПа};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{и3} &= -\frac{M_{\eta к}}{W_{\text{мин}3}} - \frac{M_{\xi к}}{W_{\text{макс}3}} = -\frac{44,4}{6,767 \cdot 10^{-6}} - 0 = \\ &= -6,56 \cdot 10^6 \text{ Па} = -6,56 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Контрольный расчет изгибных напряжений в лопатке показал, что, как и ожидалось, наибольшие напряжения наблюдаются в точке 1 — на входной кромке профиля.

Значение наибольшего изгибного напряжения удовлетворяет условию (14.32), где для данной рассматриваемой ступени  $\sigma_{и.д} = 30 \dots 35$  МПа, так что  $\sigma_{и1} < \sigma_{и.д}$  с определенным запасом и по этому показателю лопатка отвечает условию прочности.

Расчет изгибающих моментов в данном примере выполнен в предположении, что распределение нагрузки  $q_y(z)$  — равномерное, в то время как более точный расчет дает существенно неравномерное распределение осевого усилия, как показано на рис. 14.7 (кривая 2). Результат расчета изгибающего момента  $M_x(z)$  по общей зависимости (14.21) при переменном в соответствии с кривой 2 усилие  $q_y$ , однако, мало отличается от результата при  $q_y(z) = \text{const}$ . Поэтому допустимо для лопаток с  $\theta \approx 3,5$  и выше рассчитывать изгибные напряжения в корневых сечениях по значениям момента  $M_{xк}$ , определенным по (14.23). На рис. 14.8 представлено сравнение распределе-

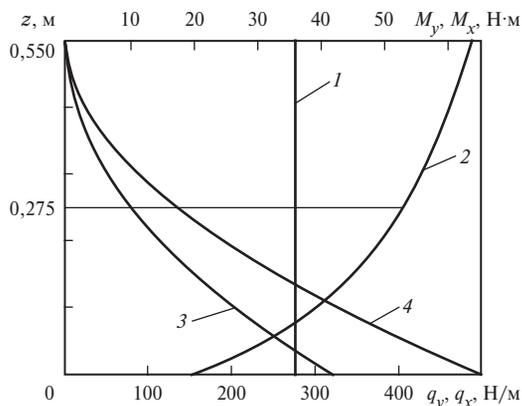


Рис. 14.7. Распределения аэродинамических усилий и изгибающих моментов по длине лопатки:

1 —  $q_x$ ; 2 —  $q_y$ ; 3 —  $M_y$ ; 4 —  $M_x$

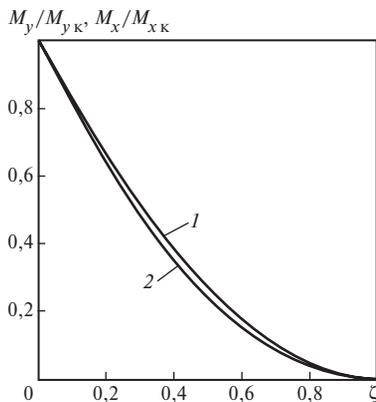


Рис. 14.8. Распределения относительных изгибающих моментов по длине рабочей лопатки:

1 —  $M_x/M_{xк}$ ; 2 —  $M_y/M_{yк}$ , а также  $M_x/M_{xк}$  при  $q_y(z) = \text{const}$

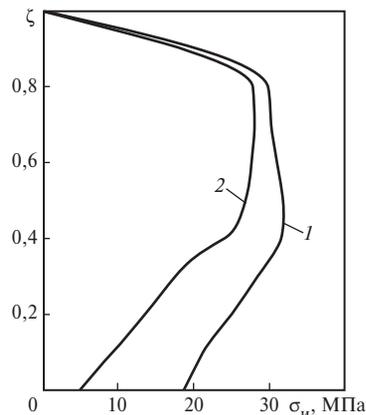


Рис. 14.9. Распределения напряжений изгиба по длине лопатки ( $l = 960$  мм,  $d_{ср} = 2,48$  м):

1 — напряжения в точке 1 (см. рис. 14.4, в); 2 — напряжения в точке 2

ний изгибающих моментов, рассчитанных при постоянной и переменной нагрузках  $q_y$ : кривая 1 соответствует значениям  $M_x/M_{xк}$  при переменной нагрузке  $q_y(z)$ , кривая 2 получена в предположении, что  $q_y(z) = \text{const}$ .

Из рис. 14.7 (кривая 4) видно, что изгибающий момент  $M_{xк} \approx 65$  Н·м, в то время как по нашему приближенному расчету  $M_{xк} \approx 62$  Н·м.

Погрешность определения момента  $M_{xк}$  составляет около 5%, а погрешность при расчете напряжений изгиба, например в точке 1, составляет менее 2%, т.е. незначительна.

В лопатках большой веерности напряжения изгиба достигают максимальных значений обычно не в корневом сечении, а на расстоянии  $(0,6 \dots 0,7)l$  от него.

В качестве примера на рис. 14.9 представлены распределения напряжений в точках 1 и 2 для лопатки большой веерности ( $d_{ср} = 2,48$  м,  $l = 0,96$  м — типовая лопатка последних ступеней ЦНД турбин ЛМЗ мощностью 300, 500 и 800 МВт).

**Влияние связей на изгибные напряжения в рабочих лопатках.** Применение конкретной бандажной связи в относительно коротких лопатках приводит к некоторому снижению момента  $M_{yк}$  и практически не влияет на значение момента  $M_{xк}$ . Снижение  $M_{yк}$  за счет бандажа обычно не превышает 20%, и его во многих случаях вообще не принимают во внимание.

Проволочные демферные связи мало влияют на изгибающие моменты, и в первом приближении их действие можно не учитывать.

**Прочность хвостовых соединений рабочих лопаток.** Особенность хвостовых соединений рабочих лопаток с ротором (дисками) состоит в том, что

элементы соединения — хвостовики рабочих лопаток и ободья дисков — имеют *зоны концентрации напряжений*, где местные напряжения существенно выше номинальных напряжений в соответствующих сечениях. Конструкции хвостовиков весьма многообразны, основные типы их представлены на рис. 3.57.

По условиям работы и воздействию лопаток на прочность хвостовиков следует различать три области: 1) высокотемпературную область (более 450 °С), где наблюдается ползучесть; 2) область умеренных температур в отсутствие влияния коррозионно-активных сред и 3) мигрирующую зону начального влагообразования.

Первая область — лопатки первых ступеней ЦСД, где температура металла лопаток выше 500 °С и наблюдается ползучесть как профильной их части (см. пример 14.2), так и хвостового соединения. При этом прочность хвостовиков оценивается с учетом концентрации напряжений при ползучести.

Условие прочности имеет вид

$$n_{д.п} = \frac{\sigma_{д.п}}{\sigma_{\max}} \geq 1,1, \quad (14.33)$$

где  $\sigma_{\max}$  — максимальное эквивалентное напряжение в зоне концентрации;  $\sigma_{д.п}$  — предел длительной прочности для материала лопатки при рабочей температуре металла за время ресурса лопаток, обычно принимаемого равным  $10^5$ — $2 \cdot 10^5$  ч;  $n_{д.п}$  — коэффициент запаса длительной прочности, принимаемый для местных напряжений на уровне около 1,1.

Опасные точки по условию длительной прочности указаны на рис. 14.10, *а* — для Т-образного хвостовика (ЛМЗ), на рис. 14.10, *б* — для хвостовика типа «наездник» (ХТЗ).

Вторая область — ступени, располагающиеся в температурном диапазоне ниже 500 °С. Для хвостовиков рабочих лопаток этих ступеней прочность оценивается по условию номинальных напряжений и пределу текучести материала. Условие прочности принимается в виде

$$n_s = \sigma_s / \sigma_n \geq 1,75 \dots 2,0, \quad (14.34)$$

где  $\sigma_s = \sigma_{0,2}$  — предел текучести материала лопатки при рабочей температуре;  $\sigma_n$  — суммарное номинальное напряжение,

$$\sigma_n = \sigma_{н.р} + \sigma_{н.и},$$

$\sigma_{н.р}$  — номинальное напряжение растяжения;  $\sigma_{н.и}$  — номинальное напряжение изгиба.

Эти напряжения относятся к опасному сечению, например сечению I—I в хвостовиках (см. рис. 14.10).

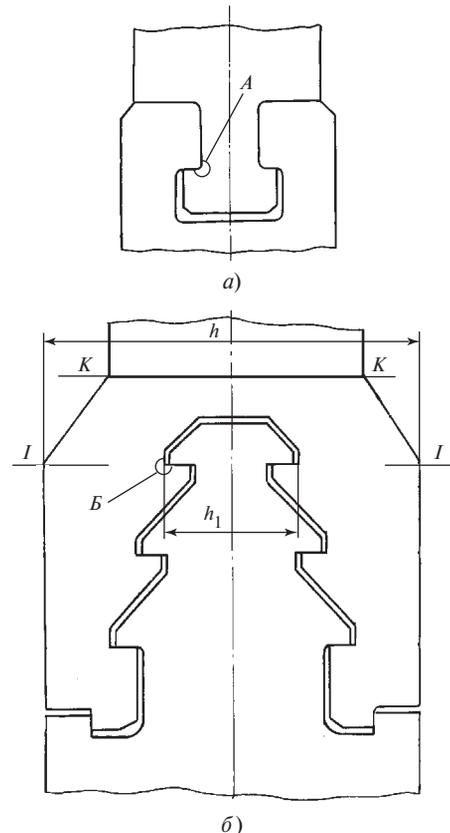
Из опыта эксплуатации отечественных турбин следует, что при выполнении условия (14.34) обес-

печивается прочность хвостовых соединений рабочих лопаток.

Третья область — зона начального влагообразования — мигрирует в зависимости от режима работы турбины и обычно занимает несколько последних ступеней ЦСД (турбин без промперегрева) и иногда первые (одну-две) ступени ЦНД. В турбинах АЭС эта область располагается в ступенях ЦНД, где начинает образовываться влажный пар.

В условиях влажной среды при наличии загрязнений в паре при постоянной нагрузке и умеренной температуре (без ползучести) возникает явление — коррозионное растрескивание под напряжением (КРН), представляющее собой процесс зарождения и развития трещины.

Главными *определяющими факторами* КРН являются: композиционный состав; технология производства детали, термообработка материала; температура эксплуатации; значения (уровень) напряжений и агрессивность окружающей среды. Можно сказать, что возникновение КРН определяется: а) применяемым материалом, б) напряжением и температурой и в) окружающей средой.



**Рис. 14.10. Опасные зоны в хвостовиках рабочих лопаток:**  
*а* — Т-образный хвостовик; *б* — хвостовик типа «наездник»;  
*А, Б* — опасные зоны

Коррозионное растрескивание под напряжением возникает в элементах ротора, рабочих лопатках и дисках паровых турбин тем легче, чем более материал подвержен поверхностному воздействию среды, чем меньше в нем таких легирующих элементов, как хром, никель и другие, т.е. менее коррозионно-стойкий, чем выше уровни напряжений и температуры и агрессивность окружающей среды.

В хвостовых соединениях рабочих лопаток имеются узкие проходы, щели между смежными хвостовиками, в которые при переменных режимах турбины попадает влажный и перегретый пар, и при этом вследствие попеременного увлажнения и подсушивания на поверхностях хвостовиков образуются коррозионно-активные жидкие и твердые пленки с высокой концентрацией вредных веществ, снижающих поверхностную прочность детали.

Ситуация усугубляется наличием зон концентрации напряжений. Чем выше уровни растягивающих напряжений и температуры, тем интенсивнее воздействие примесей на прочность хвостовиков за счет проникновения (диффузии) в поверхностные слои чуждых атомов примесей в паре.

Прочность материала снижается также в случае образования на его поверхности язв (язвенной коррозии), которые являются источниками дополнительной концентрации напряжений.

Главным определяемым параметром при возникновении условий для КРН является инкубационный период, т.е. время от начала эксплуатации до возникновения начальной трещины размером порядка размера зерна.

Для данного выбранного материала инкубационный период зависит от напряжений (и температуры) и состава среды (пара). Типичным случаем КРН в отечественной практике является повреждение вторых и четвертых ступеней ЦНД турбин АЭС типа К-1000-60/1500-1 (2) производства ХТЗ на ряде АЭС России и Украины. Массовое трещинообразование наблюдалось в двухопорных хвостовиках типа «наездник» в зонах А и Б концентрации напряжений (рис. 14.11).

Причина этого явления точно не установлена, скорее всего — это сочетание КРН и коррозионной усталости. Проблема продления ресурса была решена путем увеличения радиусов скруглений в переходах 1 и 2 с 1 до 2,5 мм, что дает увеличение инкубационного периода более чем в 2 раза.

**Пример 14.4.** Оценим длительную прочность хвостовика рабочей лопатки первой ступени ЦСД турбины К-500-23,5 ХТЗ. Оценка длительной прочности профильной части лопатки выполнена в примере 14.2. Там же даны некоторые сведения о размерах лопатки и материале.

Рабочая лопатка имеет трехопорный хвостовик типа «наездник», представленный на рис. 14.10, б. Опасным

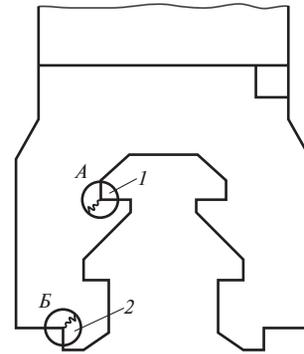


Рис. 14.11. Хвостовик рабочих лопаток турбин АЭС с трещинами от КРН и коррозионной усталости

является сечение  $I-I$ , в котором действует наибольшая нагрузка от ЦБС, состоящая из  $C_{л} + C_{б}$ , к этой нагрузке надо добавить ЦБС от части хвостовика между корневым сечением  $K-K$  и сечением  $I-I$ . В последнем находится концентратор напряжений с малым радиусом скругления, равным 1,5 мм (в соответствии с нормами).

Кроме параметров, приведенных в примере 14.2, дополнительно известны следующие данные:

площадь части поверхности хвостовика между сечениями  $K-K$  и  $I-I$   $f_A = 1,857 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;

радиус центра тяжести сечения площадью  $f_A$   $r_A = 0,563 \text{ м}$ ;

радиус сечения  $I-I$   $r_{I-I} = 0,5505 \text{ м}$ ;

ширина обода (хвостовика)  $h = 0,10 \text{ м}$ ;

ширина паза верхнего грибка  $h_1 = 0,039 \text{ м}$ .

Требуется оценить запас длительной прочности по условиям в зоне концентрации напряжений в сечении  $I-I$  (см. рис. 14.10, б).

**Решение.** Рассчитаем растягивающую силу в сечении  $I-I$ :

$$N_{I-I} = C_{л} + C_{б} + C_A,$$

где  $C_{л} + C_{б}$  — ЦБС от рабочей лопатки и бандажа, согласно примеру 14.2

$$\begin{aligned} C_{л} + C_{б} &= \sigma_{\text{макс}} F_k + C_{б} = \\ &= 44,6 \cdot 10^6 \cdot 17,86 \cdot 10^{-4} + 14979 = 94\,635 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$C_A$  — ЦБС от части хвостовика между сечениями  $K-K$  и  $I-I$

$$\begin{aligned} C_A &= \rho(\omega r_A)^2 \frac{2\pi}{z_{л}} f_A = \\ &= 7850 \cdot (314,16 \cdot 0,563)^2 \cdot \frac{2\pi}{76} \cdot 1,857 \cdot 10^{-3} = 37\,702 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Растягивающая сила в сечении  $I-I$

$$N_{I-I} = 94\,635 + 37\,702 = 132\,337 \text{ Н}.$$

Площадь поперечного сечения  $I-I$

$$F_{I-I} = \frac{2\pi r_{I-I} (h - h_1)}{z_{II}} = \frac{2\pi \cdot 0,5505}{76} (0,10 - 0,039) = 2,776 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Номинальное напряжение в сечении I—I

$$\sigma_{I-I} = \frac{N_{I-I}}{F_{I-I}} = \frac{132\,337}{2,776 \cdot 10^{-3}} = 47,67 \cdot 10^6 \text{ Па} = 47,67 \text{ МПа}.$$

Коэффициент концентрации напряжений при установившейся ползучести  $k_\sigma$  найдем по простой зависимости, полученной на основе подхода Нейбера:

$$k_\sigma = \alpha_\sigma^{2/(n+1)}, \quad (14.35)$$

где  $\alpha_\sigma$  — коэффициент концентрации упругих напряжений, составляющий для данного хвостовика и места концентрации  $\alpha_\sigma = 13,5$  (радиус скругления  $\rho = 1,5$  мм);  $n$  — показатель упрочнения в законе ползучести, в данном случае заметно зависящий от температуры, по справочным данным его значение можно принять  $n = 3,3$ . Тогда по (14.35) получаем

$$k_\sigma = 13,5^{2/4,3} \approx 3,4.$$

Истинное напряжение в «опасной» точке

$$\sigma_{\text{макс}} = k_\sigma \sigma_{I-I} = 3,4 \cdot 47,67 = 162 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса по длительной прочности

$$n_{\text{д.п}} = \frac{\sigma_{\text{д.п}}}{\sigma_{\text{макс}}} > \frac{250}{162} = 1,54,$$

т.е.  $n_{\text{д.п}} > 1,5$ .

Это означает, что длительная прочность обеспечена с некоторым резервом, так как значение 250 МПа находится на нижней границе разброса значений, т.е.  $\sigma_{\text{д.п}} > 250$  МПа. Принято, что в этом случае значение  $\sigma_{\text{д.п}} = 250$  МПа относится к вероятности неразрушения  $P \approx 0,99$  (см. § 14.4), так что допустимо иметь  $n_{\text{д.п}} \geq 1,1$ .

### 14.3. КОЛЕБАНИЯ И ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

**Причины колебаний лопаток.** Рабочие лопатки турбомашин подвергаются как постоянным, медленно меняющимся, так и быстро меняющимся воздействиям.

Быстро меняющиеся воздействия — это возбуждающие силы в турбомашине, вызывающие колебания лопаток.

Возбуждение колебаний лопаток обусловлено многими причинами, в числе главных — неравномерность потока среды (пара, газа или воздуха) по окружности сопловых (направляющих) аппаратов турбомашин.

Неравномерность потока приводит к тому, что усилие, действующее на рабочую лопатку при ее перемещении перед сопловой (направляющей) решеткой, оказывается переменным во времени и,

следовательно, представляет собой быстро меняющееся воздействие.

На рис. 14.12, а изображена одна лопатка (остальные лопатки не показаны), положение которой определяется углом  $\varphi = \omega t$ , где  $\omega$  — угловая скорость колеса. На рис. 14.12, б показано изменение окружного усилия  $q_x^{(a)}$ , действующего на эту лопатку, за период одного оборота колеса. Второе усилие — осевое  $q_y^{(a)}$  — по той же причине также переменная величина. Очевидно, для каждой рабочей лопатки оба силовых фактора являются периодическими функциями от угла  $\varphi$  с периодом  $2\pi$  и, следовательно, (поскольку  $\varphi = \omega t$ ) периодическими функциями времени с периодом, равным времени одного оборота ротора, т.е. с периодом  $\tau = 2\pi/\omega$ .

В общем случае усилия, действующие на рабочую лопатку, можно представить в виде сумм:

$$\left. \begin{aligned} q_x^{(a)}(\varphi) &= q_{x0} + \Delta q_x(\varphi); \\ q_y^{(a)}(\varphi) &= q_{y0} + \Delta q_y(\varphi), \end{aligned} \right\} \quad (14.36)$$

где  $q_{x0}$ ,  $q_{y0}$  — постоянные составляющие, не зависящие от времени и определяемые при тепловом расчете ступени по (14.18), (14.19);  $\Delta q_x(\varphi)$ ,  $\Delta q_y(\varphi)$  — переменные составляющие аэродинамического усилия. На рис. 14.12, б эпюра  $\Delta q_x(\varphi)$  заштрихована.

Постоянные составляющие усилия не возбуждают колебаний, но лишь вызывают статические деформации и напряжения в рабочих лопатках, рассмотренные ранее; переменные составляющие обуславливают колебания рабочих лопаток.

Неравномерность потока и, как следствие, переменность усилий, действующих на рабочие лопатки, вызывается несколькими причинами.

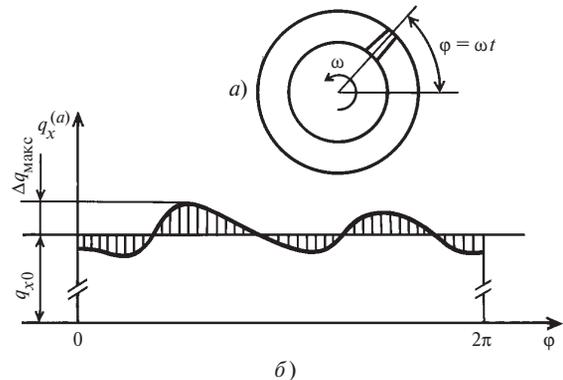


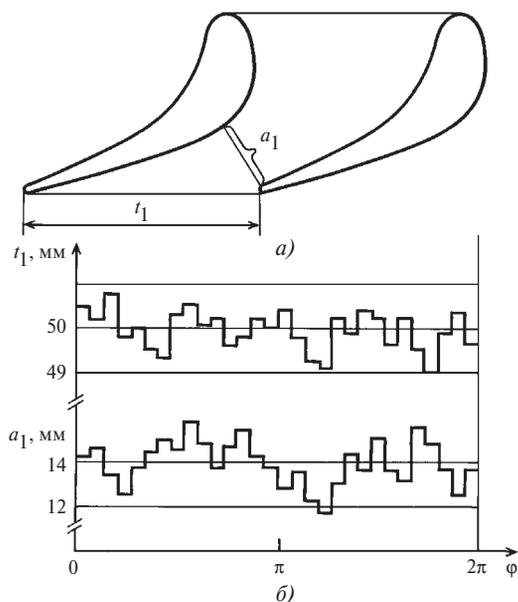
Рис. 14.12. Изменение окружного усилия за время одного оборота ротора

Первая причина — неоднородность сопловой (направляющей) решетки, т.е. неодинаковость размеров шага  $t_1$ , горла  $a_1$ , высоты  $l_1$  сопловой решетки. В более общем смысле каналы сопловой (направляющей) решетки оказываются неодинаковыми вследствие технологических отклонений в процессе их изготовления. Такую неодинаковость называют *технологической неоднородностью сопловой (направляющей) решетки*.

Технологические отклонения по значению и их распределению по окружности решетки носят случайный характер и для каждой решетки имеют свою конкретную реализацию. На рис. 14.13 представлена реализация распределения геометрических параметров сопловой решетки для одной из диафрагм, полученная прямым их измерением. Как следует из рис. 14.13, б, вследствие технологической погрешности размер шага  $t_1$  меняется по окружности, и отклонение  $\Delta t_1$  от среднего значения  $t_{1\text{ср}}$  достигает 2 %, а максимальное относительное отклонение размера горла от среднего значения составляет около 14 %.

Изменения размеров шага и горла прямо влияют на значение эффективного угла выхода потока из сопловой решетки в соответствии с эмпирической зависимостью

$$\sin \alpha_{1\phi} \approx a_1 / t_1. \quad (14.37)$$



**Рис. 14.13.** Распределения геометрических параметров сопловых каналов по окружности диафрагмы в среднем сечении: а — сопловой канал и его геометрические параметры; б — распределения параметров по окружности

С увеличением разброса размеров  $a_1$ ,  $t_1$  и, как следствие, угла  $\alpha_{1\phi}$  [см. (14.37)] растут переменные составляющие  $\Delta q_x$ ,  $\Delta q_y$ .

Приближенно

$$\frac{\Delta q_x}{q_{x0}} = a_0 \frac{\Delta \alpha_{1\phi}}{\alpha_{1\phi}};$$

$$\frac{\Delta q_y}{q_{y0}} = b_0 \frac{\Delta \alpha_{1\phi}}{\alpha_{1\phi}},$$

где коэффициенты  $a_0$ ,  $b_0$  имеют порядок единицы ( $a_0 \approx b_0 \approx 1$ ).

Например, для десятого (слева) канала решетки (рис. 14.13) имеем  $\Delta t_1 \approx 0$ ;  $\Delta a_1 \approx 0,8$  мм, по (14.37)  $\Delta \alpha_{1\phi} \approx \Delta a_1 / t_1 = 0,8 / 50 \approx 0,016$ .

Тогда

$$\frac{\Delta q_x}{q_{x0}} = \frac{\Delta q_y}{q_{y0}} \approx 0,016,$$

т.е. при прохождении рабочей лопатки перед десятым каналом сопловой решетки действующие на лопатку силы будут на 2 % отличаться от среднего их значения.

На горизонтальных разъемах диафрагм часто наблюдаются технологические неточности, вызывающие изменения формы и размеров сопловых каналов, расположенных около разъема.

Эти технологические отклонения вызывают нарушения потока и возникновение импульса, действующего на лопатку при прохождении ее мимо стыка. За каждый оборот лопатка испытывает два импульса от возмущений потока на стыке диафрагмы.

Вторая группа причин неравномерности потока по окружности связана с особенностями конструкции турбомашин (конструктивные причины). К этим причинам относятся следующие:

парциальный подвод пара, при котором рабочие лопатки испытывают резко меняющиеся усилия за период одного оборота: при входе лопатки в зону подвода пара усилие на нее изменяется от нулевого значения до максимального; при выходе из зоны подвода пара усилие на лопатку изменяется от полного до практически нулевого значения (рис. 14.14);

наличие элементов, расположенных в проточной части турбомшины и нарушающих окружную равномерность потока среды перед сопловыми решетками или за ступенями.

К таким элементам относятся, например, стойки, связывающие обод и полотно диафрагмы в некоторых конструкциях диафрагм высокого давления и служащие для упрочнения диафрагмы (рис. 14.15, а), стойки для крепления корпуса под-

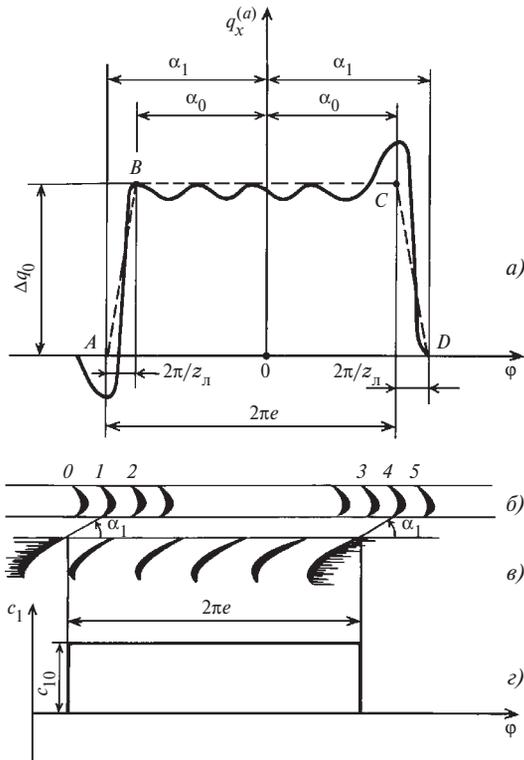


Рис. 14.14. Изменение усилия, действующего на лопатку в ступени с частичным подводом пара:

*a* — эпюра усилия  $q_x^{(a)}(\varphi)$ ; *б* — рабочая решетка и положения 0—5 рабочей лопатки во время прохождения ее перед соплами; *в* — сопловая решетка (сегмент сопла); *г* — идеализированная эпюра скорости  $c(\varphi)$ ; — — — реальная зависимость  $q_x^{(a)}(\varphi)$ ; - - - - - схематизация эпюры  $q_x^{(a)}(\varphi)$

шипника к наружному корпусу компрессора (рис. 14.15, б) и др.

Окружную равномерность потока нарушают такие конструктивные элементы, как секционные камеры сгорания в газовых турбинах (рис. 14.15, в), патрубки и камеры отбора среды в паровых турбинах (рис. 14.15, г) и воздушных компрессорах, патрубки и камеры подвода среды к основному потоку в проточной части.

Любая стационарная неравномерность потока по окружности вызывает появление действующих на лопатку переменных возбуждающих сил. Рассмотренные низкочастотные возбуждающие силы ( $k = 1, 2, \dots, 10$ ) назовем *возбуждающими силами первого рода*.

Неравномерность потока по шагу сопловой решетки и наличие кромочных следов за сопловой

(направляющей) решеткой являются значимыми причинами возбуждения колебаний рабочих лопаток. На рис. 14.16 и 14.17 изображены эпюры скорости потока за сопловой решеткой. При перемещении перед сопловой решеткой каждая рабочая лопатка испытывает переменное воздействие, обусловленное неравномерностью потока и наличием кромочных следов.

Кромочный след за каждой сопловой лопаткой характеризуется шириной  $\Delta$  и максимальным значением «дефекта» скорости  $v_0$ . Очевидно, возмущающие кромочные силы растут с увеличением параметров кромочного следа. Высокочастотные возбуждающие силы ( $k = z_H, 2z_H, \dots$ ) называются *силами второго рода*.

Все рассмотренные источники возбуждающих сил вызывают вынужденные колебания венцов рабочих лопаток.

Каково бы ни было происхождение переменных составляющих усилий в (14.36), погонные нагрузки  $q_x(\varphi), q_y(\varphi)$  можно как всякие периодические функции аргумента — угла  $\varphi$  представить в виде суммы членов тригонометрического ряда — ряда Фурье в виде (индексы «x» или «y» опущены)

$$q(\varphi) = Q_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (Q_k \cos k\varphi + P_k \sin k\varphi), \quad (14.38)$$

где  $Q_0$  — постоянная составляющая погонной нагрузки [ $Q_0 = q_0$  по (14.36)], известная из теплового расчета;  $Q_k, P_k$  — косинусоидальная и синусоидальная составляющие амплитуд возмущающей силы. Согласно формулам теории рядов Фурье при известной функции  $q(\varphi)$  имеем:

$$\left. \begin{aligned} Q_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} q(\varphi) d\varphi; \\ Q_k &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} q(\varphi) \cos k\varphi d\varphi; \\ P_k &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} q(\varphi) \sin k\varphi d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (14.39)$$

Каждая из гармоник ряда (14.38) может быть представлена в виде:

$$\left. \begin{aligned} Q_k \cos k\varphi + P_k \sin k\varphi &= N_k \cos(k\varphi - \varepsilon_k); \\ N_k &= (Q_k^2 + P_k^2)^{1/2}; \quad \operatorname{tg} \varepsilon_k = P_k / Q_k. \end{aligned} \right\} \quad (14.40)$$

Здесь  $N_k$  — амплитуда  $k$ -й гармонической возбуждающей силы,  $\varepsilon_k$  — начальная фаза.

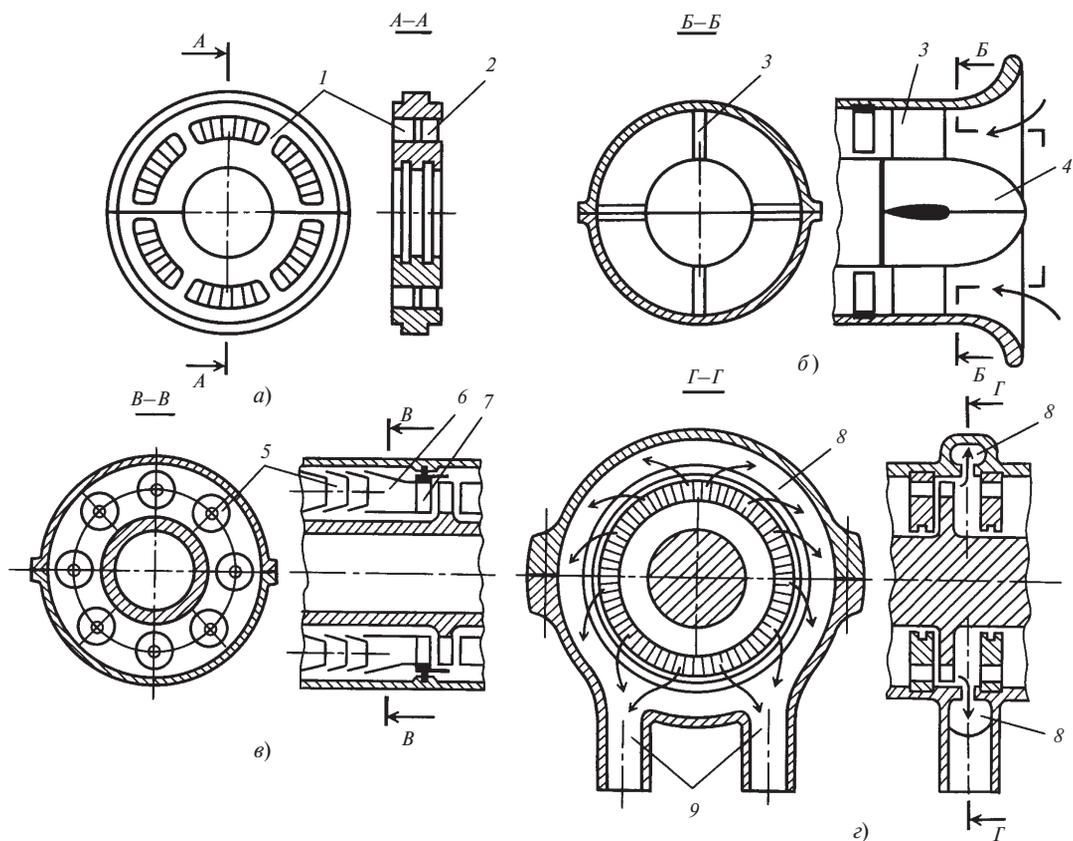


Рис. 14.15. Элементы и факторы, влияющие на конструкционную неравномерность потока:

*a* — диафрагма со стойками; *б* — входной участок компрессора; *в* — секционные камеры сгорания с патрубками подвода газа; *з* — отбор пара из проточной части через отборную камеру; 1 — стойка диафрагмы; 2 — сопловые лопатки; 3 — стойки подшипника; 4 — корпус подшипника; 5 — камера сгорания; 6 — входной патрубок газовой турбины; 7 — сопловой венец газовой турбины; 8 — отборная камера; 9 — выходные патрубки

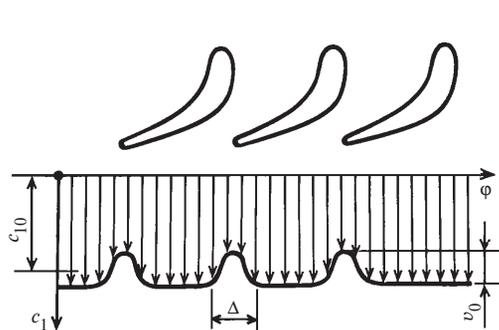


Рис. 14.16. Эюра скорости потока за решеткой и параметры кромочного следа

С учетом последнего соотношения представим переменную составляющую погонного усилия ( $\Delta q_x$  или  $\Delta q_y$ ) в виде

$$\Delta q(\varphi) = \sum_{k=1}^{\infty} N_k \cos(k\varphi - \varepsilon_k). \quad (14.41)$$

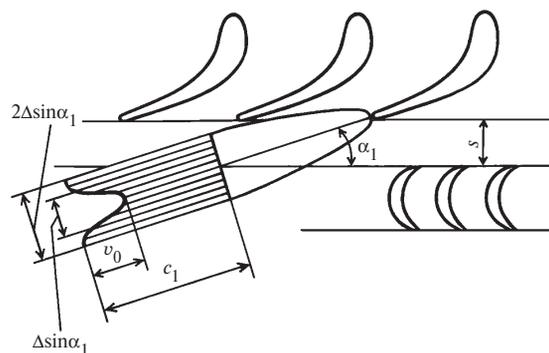


Рис. 14.17. Эюра скорости потока в зоне кромочного следа за сопловой решеткой

Поскольку для конкретной лопатки  $\varphi = kt$ , то получаем переменную составляющую погонного усилия как периодическую функцию времени с периодом  $\tau = 2\pi/\omega$

$$\Delta q(t) = \sum_{k=1}^{\infty} N_k \cos(k\omega t - \varepsilon_k). \quad (14.42)$$

Итак, формальное преобразование переменной составляющей усилий на лопатку позволяет заключить, что в общем случае при любой природе возбуждающей силы на рабочую лопатку турбомашин действует периодическая возбуждающая сила, представляющая собой сумму гармонических сил с амплитудами  $N_k$  и частотами

$$\omega_k = k\omega. \quad (14.43)$$

Для количественного определения амплитуд  $N_k$  возбуждающих сил необходимо [согласно (14.39)] знать закон изменения  $q(\varphi)$ . Во многих случаях он неизвестен, вообще проблема определения амплитуд возбуждающих сил весьма сложна, и лишь для некоторых частных случаев до сих пор она имеет приближенное решение.

В то же время частоты возбуждающих сил известны заведомо и определяются простым соотношением (14.43), которое после деления обеих частей на  $2\pi$  имеет вид

$$f_B = kn, \quad (14.44)$$

где  $f_B$  — частота возбуждающей силы, Гц;  $n$  — частота вращения ротора турбомашин,  $c^{-1}$ .

Для турбомашин с постоянной частотой вращения  $n = 50 c^{-1}$  имеем спектр частот возбуждающих сил

$$f_B = 50; 100; 150; 200; 250 \text{ Гц.}$$

При рабочей частоте  $n = 25 c^{-1}$  (для некоторых турбин АЭС) спектр будет

$$f_B = 25, 50, 75, 100, 125 \text{ Гц.}$$

При пуске (развороте ротора) и выбеге турбины частоты возбуждающих сил — переменные, но всегда выполняется соотношение (14.44).

Для всех рассмотренных случаев возникновения возбуждающих сил как технологического, так и конструктивного происхождения справедливым является представление их в виде суммы гармонических сил с известными частотами. При этом в каждом конкретном случае (почти всегда) можно по типу причины, вызывающей неравномерность потока, выделить (отметить) гармоники, которые будут иметь большую амплитуду и, следовательно, играть наибольшую роль в возбуждении колебаний лопаток. Наиболее просто такое выделение сделать в случаях конструкций, имеющих циклическую симметрию.

Так, при наличии шести стоек в диафрагме (см. рис. 14.15, а) очевидно, что наибольшее значение будет иметь амплитуда шестой гармоники ряда (14.38) с частотой  $f_B = 6n = 300$  Гц. При наличии четырех стоек во входном патрубке компрессора (см. рис. 14.15, б) на последующие рабочие (и направляющие) лопатки последнего будет дей-

ствовать значимая гармоника при  $k = 4$  с частотой  $f_B = 4n$ , где  $n$  — частота вращения компрессора,  $c^{-1}$ .

Совершенно очевидно, что в случае восьми камер сгорания (см. рис. 14.15, в) следует отметить восьмую гармонику (по числу камер сгорания) с соответствующей частотой  $f_B = 8n$ . При наличии патрубков отбора (см. рис. 14.15, г) следует ожидать, что наибольшее значение будет иметь первая гармоника с частотой  $f_B = n$ , затем по убывающему значению следуют нечетные гармоники: третья, пятая с частотами  $3n, 5n$  и т.д.

В случае кромочного возбуждения за один оборот лопатка проходит мимо кромочного следа  $z_H$  раз, где  $z_H$  — число сопловых профилей (направляющих лопаток).

Следовательно, в ряду (14.38) значимой будет гармоника с номером  $k = z_H$  с частотой  $f_B = z_H n$ , возможно, значимыми являются гармоники с номером  $2z_H$  с частотой  $f_B = 2z_H n$  и номером  $3z_H$  с частотой  $f_B = 3z_H n$ .

Подобное выделение значимых гармоник оказывается невозможным для неравномерностей (возбуждающих сил), обусловленных неоднородностью сопловой (направляющей) решетки.

Как было отмечено, это объясняется тем, что распределение неоднородностей по окружности диафрагмы носит случайный характер, и для каждого экземпляра турбомашин (диафрагмы) закон изменения параметров  $a_1, l_1, t_1$  (см. рис. 14.13), а значит, и закон изменения погонных нагрузок  $q_x(\varphi), q_y(\varphi)$  имеет конкретную реализацию, которая принципиально может быть установлена после изготовления и измерений данного экземпляра детали (узла).

На основании имеющейся статистики результатов измерений технологических неоднородностей, а также опыта эксплуатации турбин принято считать, что значимыми являются первые шесть гармоник, т.е. гармоники с  $k = 1, 2, 3, \dots, 6$ .

Далее будет показано, что первая гармоника ни при каких условиях не может вызвать колебаний вращающихся рабочих лопаток, поэтому реально значимыми считаются гармоники с  $k = 2 \dots 6$ .

Рассмотрим простой пример определения гармоник возбуждающей силы.

**Пример 14.5.** Регулирующая ступень при полностью открытом одном клапане имеет степень парциальности  $e$  и погонную статическую нагрузку на лопатку  $q_0$ . Требуется определить постоянную составляющую нагрузки и гармоники возбуждающих сил.

**Решение.** На рис. 14.18, а изображена схема расположения сопловой коробки, питаемой от первого клапана, если смотреть на нее со стороны электрического генера-

Таблица 14.1. Значения частот и амплитуд гармоник при парциальности  $e = 0,22$ ,  $n = 50 \text{ с}^{-1}$

Показатель	Номер гармоники $k$										
	1	2	3	4	5	20	21	22	50	51	52
$f_{bk}$ , Гц	50	100	150	200	250	1000	1050	1100	2500	2550	2600
$\varkappa_k$	0,406	0,313	0,186	0,117	-0,0394	0,0303	0,0282	0,0139	$1,53 \cdot 10^{-8}$	$-7,96 \cdot 10^{-3}$	-0,012

тора (вращение ротора — против часовой стрелки), а на рис. 14.18, б — схема изменения нагрузки  $q(\varphi)$ . За начало отсчета угла принят радиус, проходящий через середину сопловой коробки. Предполагается, что лопатки не связаны в пакеты и при входе в зону подвода пара нагруженные лопатки происходят мгновенно, в действительности лопатка нагружается по закону, представленному на рис. 14.14. В соответствии со схемой рис. 14.18, б нагрузка на лопатку по участкам составляет:

$$q(\varphi) = \begin{cases} q_0 & \text{при } -\pi e \leq \varphi \leq \pi e; \\ 0 & \text{при } \begin{cases} \pi e < \varphi \leq \pi; \\ -\pi \leq \varphi \leq -\pi e. \end{cases} \end{cases} \quad (14.45)$$

В соответствии с распределением нагрузки [см. (14.45)] по формулам (14.39) вычисляем требуемые величины:

постоянная составляющая

$$Q_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} q(\varphi) d\varphi = \frac{q_0}{2\pi} \int_{-\pi e}^{\pi e} d\varphi = \frac{q_0}{2\pi} \{ \varphi \}_{-\pi e}^{\pi e} = q_0 e;$$

составляющие гармонических возбуждающих сил

$$Q_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} q(\varphi) \cos k\varphi d\varphi = \frac{q_0}{\pi} \int_{-\pi e}^{\pi e} \cos k\varphi d\varphi = \frac{q_0}{\pi k} \{ \sin k\varphi \}_{-\pi e}^{\pi e} = \frac{2q_0}{\pi k} \sin k\pi e;$$

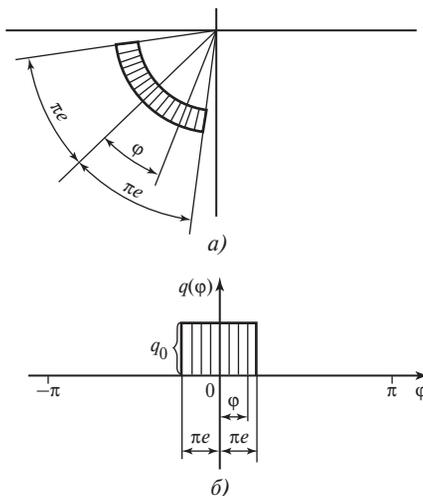


Рис. 14.18. Схема нагружения лопатки при полностью открытом первом регулирующем клапане

$$P_k = 0.$$

Нагрузка на лопатку

$$q(\varphi) = q_0 e + \frac{2q_0}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k} \sin k\pi e \cos k\varphi.$$

В относительных величинах

$$\frac{q(\varphi)}{q_0} = e + \sum_{k=1}^{\infty} \varkappa_k \cos k\varphi, \quad (14.46)$$

где относительные гармоники возбуждающих сил

$$\frac{Q_k}{q_0} = \varkappa_k = \frac{2}{\pi k} \sin k\pi e. \quad (14.47)$$

Положим, что для первой сопловой коробки  $e = e_1 = 0,22$  и соответствующее погонное усилие на рабочую лопатку достигает максимального значения  $q_0 = q_{0\text{макс}}$ , что наблюдается при полностью открытом первом клапане и полностью закрытых остальных клапанах. Рассчитаем по (14.47) значения нескольких низших и высших гармоник. Полученные результаты приведены в табл. 14.1, здесь даны значения частот гармоник  $f_{bk} = kn$  при  $n = 50 \text{ с}^{-1}$ .

Наивысшей является первая гармоника, имеющая частоту, равную частоте вращения ротора. Она составляет более 40 % статической паровой нагрузки, действующей на лопатку. Однако первая и последующие низшие гармоники не являются значимыми, поскольку частота возбуждения существенно ниже собственной частоты колебаний лопатки регулирующей ступени. Как будет рассмотрено далее, лопатки регулирующих ступеней и тем более пакеты этих лопаток имеют собственные частоты колебаний, составляющие 1 кГц и выше. Поэтому все гармоники, частота которых заметно ниже собственных частот колебаний лопатки и пакета, образуют силу, действующую как бы статически.

Как было рассмотрено ранее, статические напряжения в рабочих лопатках регулирующих ступеней выбираются весьма низкими — не выше  $\sigma_{\text{ид}} = 15 \text{ МПа}$ , поэтому статически приложенная нагрузка  $q_{0\text{макс}}$  вызовет напряжения не выше допустимых и, следовательно, никакой опасности для лопаток регулирующей ступени не представляет.

Для усталостной прочности рабочих лопаток регулирующих ступеней опасность представляют высшие гармоники в спектре возбуждающих сил, частоты возбуждения которых равны (или близки) собственным частотам колебаний лопаток или пакетов.

**Собственные частоты и главные формы колебаний рабочих лопаток.** Практика эксплуатации турбомашин и изучение аварий лопаточного аппарата свидетельствуют о том, что рабочие лопатки чаще всего разрушаются вследствие *многоциклового усталости и решающее значение при этом имеют колебания при резонансе*, когда динамические смещения и динамические напряжения имеют максимальные значения.

Условие резонанса в общем случае имеет вид

$$f_B = f_m \quad (14.48)$$

где  $f_B$  — частота возбуждающей силы;  $f_m$  — любая частота собственных колебаний лопатки, пакета лопаток или венца рабочих лопаток.

Как отмечалось, частоты возбуждающих сил для любого лопаточного аппарата турбомшины заранее известны [см. (14.44)], поэтому условие резонанса для него запишем в виде

$$kn = f_m \quad (14.49)$$

Ясно, что следует стремиться к тому, чтобы по возможности избежать возникновения резонанса, а для этого необходимо знать (уметь определять) собственные частоты колебаний рабочих лопаток и лопаточных систем (пакета, венца).

Наряду с собственными частотами во многих случаях желательно также знать главные формы колебаний лопаток и систем.

*Главными формами колебаний лопаток* называются динамические смещения лопаток при резонансных колебаниях, т.е. при условии  $f_B = f_m$ .

Для определения собственных частот и главных форм колебаний лопаток и систем применяются:

расчетные методы (математическое моделирование);

физическое моделирование (испытательные стенды);

испытания лопаточных систем на натуральных установках.

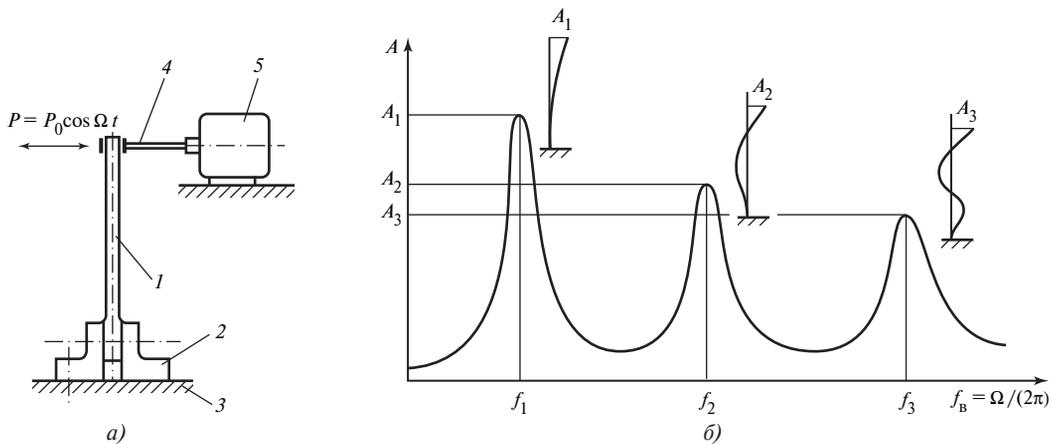
Предположим, что проведен некоторый опыт. На рис. 14.19, *а* изображена свободная, незакрученная лопатка 1, переменного поперечного сечения, без связей — зажата хвостовиком в тисках 2, установленных и прикрепленных к плите 3. Около периферийного сечения к лопатке прикреплена тяга 4 от вибратора 5, создающего поперечную переменную силу, изменяющуюся по гармоническому закону с возможностью изменения ее частоты:

$$P(t) = P_0 \cos(2\pi f_B t),$$

где  $P_0$  — амплитуда возбуждающей силы от вибратора;  $f_B$  — переменная частота возбуждающей силы вибратора.

С помощью рассматриваемого устройства вызываем колебания лопаток. Стробоскопом или любым иным способом определяем динамический прогиб лопатки по всей ее длине и измеряем амплитуду прогиба в некоторой точке, например на вершине лопатки. Полученные результаты представлены на рис. 14.19, *б*. С изменением частоты возбуждения  $f_B$  лопатка совершает вынужденные колебания с этой частотой, прогиб на ее вершине изменяется так, что при некоторых значениях частот вибратора  $f_B = f_1, f_2, f_3, \dots$  он достигает максимума с амплитудами  $A_1, A_2, A_3, \dots$ , и лопатка при этих условиях находится в состоянии резонанса.

Частоты  $f_1, f_2, f_3, \dots$ , при которых амплитуды колебаний достигают максимальных значений  $A_1,$



**Рис. 14.19. Амплитудно-частотная зависимость лопатки без связей:**

*а* — схема возбуждения колебаний лопатки; *б* — амплитудно-частотная характеристика; 1 — лопатка; 2 — тиски; 3 — плита; 4 — тяга; 5 — вибратор

$A_2, A_3, \dots$ , являются *собственными частотами колебаний лопатки*.

Около каждого пика на рис. 14.19, б показана динамическая линия прогиба лопатки при соответствующем резонансе в моменты достижения прогибами максимального значения. Если продолжить опыт с дальнейшим повышением частоты  $f_b$ , то можно получить неограниченное число резонансов, собственных частот и форм колебаний. Теоретический анализ и многие результаты измерений при рассматриваемом опыте свидетельствуют, что закон колебаний — динамический прогиб  $u_m(z, t)$  при резонансах определяется зависимостью

$$u_m(z, t) = A_m U_m(z) \sin(2\pi f_m t), \quad (14.50)$$

где  $A_m$  — амплитуда колебаний в некоторой точке (в данном случае амплитуда на вершине лопатки);  $f_m$  — собственная частота колебаний;  $U_m(z)$  — главная форма  $m$ -го колебания.

Закон колебаний (14.50) означает, что при резонансах лопатка имеет неизменную во времени форму прогиба, определяемую произведением  $A_m U_m(z)$ , и в каждой точке лопатки (при любой координате  $z$ ) прогиб изменяется по гармоническому закону с частотой, равной одной из собственных частот  $f_m$ .

Главная форма колебаний  $U_m(z)$  — безразмерная функция координаты  $z$ , характеризующая форму динамического прогиба лопатки при резонансах. Масштаб главной формы — произвольный. В данном рассмотренном случае масштаб главных форм выбран таким, что на вершине лопатки  $U_m(l) = 1$ . В общем случае главные формы определяют в произвольном масштабе, выбор масштаба обоснован удобством представления (изображения) главных форм. Знание главных форм колебаний оказывается необходимым для установления опасных зон при колебаниях лопаток и определения динамических напряжений в опасных зонах.

На стадии проектирования лопаточных систем на заводах, в конструкторском бюро широко используется математическое моделирование — расчетные методы определения собственных частот и главных форм колебаний лопаток и лопаточных систем (пакетов и венцов). Широкое распространение имеют метод конечных элементов (МКЭ) и основанные на нем программные комплексы.

На следующей стадии, как правило, создается пакет лопаток с натурными размерами, с помощью измерений исследуется собственная частота пакетов при разных формах их колебаний и проверяются результаты расчетов.

При условии  $d_{cp}/l > 10$  часто применяются пакеты с постоянным поперечным сечением лопаток.

Отдельные рабочие лопатки без связей практически не используются. Перевязка лопаток в пакеты — применение бандажных связей — повышает экономичность и вибрационную надежность ступени. Экономичность повышается вследствие снижения периферийных утечек среды за счет установки периферийных (надбандажных) уплотнений. Вибрационная надежность при бандажировании повышается вследствие эффекта пакетного множителя (см. далее).

Рассмотрим вибрационные характеристики — частоты и главные формы *поперечных (изгибных) колебаний* лопатки постоянного поперечного сечения (постоянного профиля), незакрученной, невращающейся, жестко закрепленной на одном конце (у корня) и свободной у вершины.

Для относительно длинных лопаток, у которых отношение длины  $l$  к поперечному размеру профиля  $b$  имеет значение  $l/b > 10 \dots 15$ , собственные частоты определяются по теоретической зависимости

$$f_m = \frac{\alpha_m}{l^2} \left( \frac{EI}{\rho F} \right)^{1/2}, \quad (14.51)$$

где  $I$  — момент инерции сечения лопатки относительно главной оси инерции, перпендикулярной плоскости, в которой происходят колебания лопатки (см. рис. 14.4, в).

Если рассматриваем колебания в плоскости минимальной жесткости лопатки (плоскости  $z0\xi$ , рис. 14.4, в), то принимаем  $I = I_\eta$  — момент инерции сечения относительно оси  $\eta$ . Для расчета частот в плоскости максимальной жесткости (плоскости  $z0\eta$ ) полагаем  $I = I_\xi$  — момент инерции сечения относительно оси  $\xi$  ( $I_\eta$  — минимальный момент инерции,  $I_\xi$  — максимальный).

Значения  $\alpha_m$  для первых трех главных форм колебаний следующие:  $\alpha_1 = 0,56$ ;  $\alpha_2 = 3,51$ ;  $\alpha_3 = 9,82$ .

Главные формы колебаний изображены на рис. 14.20, масштаб главных форм выбран так, чтобы на периферии смещения были одинаковы.

В некоторых случаях закрепление лопатки на периферии близко к шарнирному опиранию. Для этого способа закрепления две первые главные

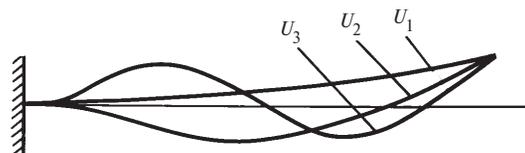


Рис. 14.20. Первые три главные формы колебаний лопатки постоянного сечения, защемленной у корня и свободной на периферии

формы колебаний изображены на рис. 14.21. Масштаб при этом выбран так, чтобы значения максимальных смещений были одинаковы. Собственные частоты рассчитываются по формуле (14.51), значения  $\alpha_m$  для первых двух форм колебаний следующие:  $\alpha_1 = 2,45$ ;  $\alpha_2 = 7,96$ .

Часто формы колебаний лопаток со свободной вершиной (см. рис. 14.20) называются колебаниями типа  $A$ :  $A_0, A_1, A_2, \dots$ , где индексы обозначают число узлов на динамической линии прогиба. Формы колебаний, показанные на рис. 14.21, часто именуются колебаниями типа  $B$ :  $B_0, B_1, \dots$ , где индексы имеют тот же смысл, что и для формы типа  $A$ .

Для коротких лопаток ( $l/b < 10 \dots 15$ ) теоретическая зависимость (14.51) дает тем большую погрешность, чем меньше отношение  $l/b$ .

Для расчета первой собственной частоты по форме  $A_0$  используется зависимость

$$f_1 = \psi \frac{0,56}{l^2} \left( \frac{EI}{\rho F} \right)^{1/2}, \quad (14.52)$$

где поправочный множитель  $\psi$  как раз учитывает влияние гибкости лопатки и определяется по опытной (ЛМЗ) зависимости, представленной на рис. 14.22, где параметр  $\lambda$ , называемый *гибкостью лопатки*, определяется как

$$\lambda = l/i; \quad (14.53)$$

здесь  $i = (I/F)^{1/2}$  — радиус инерции поперечного сечения, вычисляемый для главных направлений колебаний по значениям  $I = I_\eta$  или  $I = I_\xi$ .

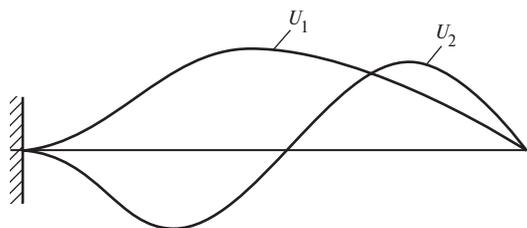


Рис. 14.21. Первые две главные формы колебаний лопатки постоянного сечения, зашпеленной у корня и шарнирно опертой на вершине

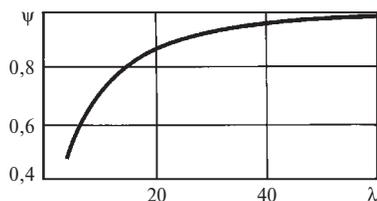


Рис. 14.22. Зависимость множителя  $\psi$  от гибкости лопатки

До этого мы рассматривали изгибные колебания лопаток. Возможны *крутильные колебания* лопаток, при которых поперечные сечения поворачиваются относительно своего центра кручения. Главные формы (первые три) крутильных колебаний изображены на рис. 14.23 в качестве примера для лопатки, закрепленной у корня и свободной на периферии. Величина  $\Theta_m(z)$  — угол закрутки текущего сечения относительно корневого.

Частоты крутильных форм колебаний лопаток обычно выше частот изгибных колебаний. Для длинных закрученных лопаток переменного сечения типичным является соотношение, когда первые две формы колебаний — преимущественно изгибные, третья форма — преимущественно крутильная.

Для примера на рис. 14.24 представлены три первые главные формы колебаний одиночной лопатки переменного сечения, естественно закру-

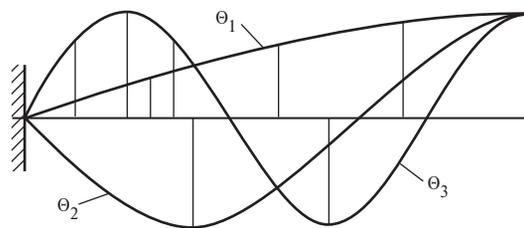


Рис. 14.23. Первые три главные формы крутильных колебаний лопатки, зашпеленной у корня и свободной на периферии

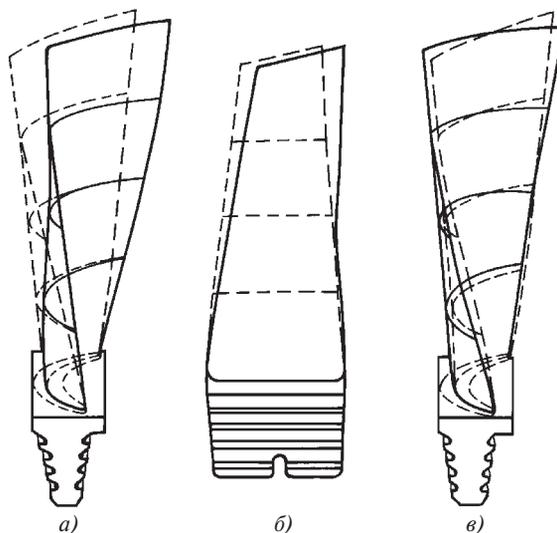


Рис. 14.24. Формы колебаний лопатки без связей, полученные с помощью МКЭ:

$a$  — первая изгибная форма,  $f_1 = 530,8$  Гц;  $b$  — вторая изгибная форма,  $f_2 = 1347,8$  Гц;  $v$  — крутильная форма,  $f_3 = 2334,5$  Гц; — — — недеформированное состояние; — — — деформированное состояние

ченной, полученные с помощью МКЭ. На рисунке изображена срединная поверхность лопатки, т.е. поверхность, проведенная через скелетные линии профилей в недеформированном (штриховые линии) и деформированном (сплошные линии) состояниях. Первые две формы — преимущественно изгибные. Первая форма — колебания преимущественно в тангенциальном направлении с некоторым влиянием осевых и крутильных смещений (что заметно по скелетной линии периферийного профиля). Вторая форма — колебания преимущественно в осевом направлении.

Третья форма колебаний — преимущественно крутильные смещения (см. скелетные линии периферийного профиля) с некоторыми поперечными (изгибными) формами в средней части лопатки.

В данном случае соотношения значений собственных частот  $f_3/f_2/f_1 = 4,40/2,54/1$ , т.е. крутильная частота выше двух изгибных частот в 4,4 и 1,73 раза соответственно.

Из рассмотренного примера видно, что в общем случае закрученной лопатки главные формы колебаний являются сложными динамическими смещениями, так что в каждой главной форме присутствуют смещения в двух направлениях и имеется крутильная составляющая.

Если обобщить опыт, рассмотренный ранее, то можно прийти к выводу, что при каждом резонансе имеются колебания с определенной собственной частотой  $f_m (m = 1, 2, 3, \dots)$ , и ей соответствующая главная форма колебаний имеет три составляющие: смещения по оси  $x$  —  $U_m(z)$ , по оси  $y$  —  $V_m(z)$  и крутильное смещение  $\Theta_m$ .

**Собственные частоты и главные формы колебаний пакетов.** Рассмотрим главные колебания пакета незакрученных лопаток постоянного поперечного сечения, имеющих периферийный бандаж, объединяющий несколько лопаток. Бандаж может быть прикреплен к вершинам лопаток с помощью заклепок (клепанный бандаж), приклепан с последующей пропайкой, а может быть выполнен как одно целое с лопаткой (цельнофрезерованный бандаж). Затем несколько лопаток свариваются по бандажам, и образуется пакет. На колесе располагается несколько пакетов с одинаковым числом лопаток в каждом. Число лопаток в пакете  $j$  меняется в широких пределах: от  $j = 1$  («свободная» лопатка) до  $j = 10 \dots 20$  и более. Применяются конструкции, в которых все лопатки на колесе связаны тем или иным способом с образованием «круговой связи». При круговой перевязке часто используются так называемые демпферные связи между цельнофрезерованными бандажами смежных лопаток с помощью вставок, проходящих сквозь пазы типа «ласточкина хвоста» на периферии бандажа (см. рис. 3.49).

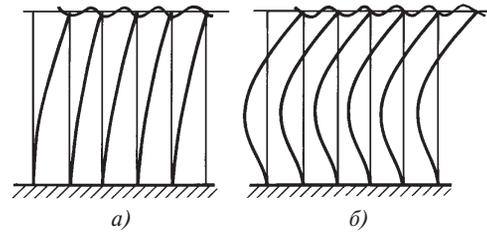


Рис. 14.25. Формы колебаний пакета лопаток: а — типа  $A_0$ ; б — типа  $A_1$

Одна группа главных форм колебаний имеет деформацию каждой лопатки в плоскости ее минимальной жесткости  $zO\xi$  (рис. 14.25, а), форма динамического прогиба всех лопаток почти одинаковая.

На рис. 14.25 показаны первые две главные формы колебаний пакета, которые принято (по А.В. Левину) называть колебаниями типа  $A$ . Первая форма (тон) называется колебаниями типа  $A_0$ , второй тон — колебаниями типа  $A_1$ .

Кроме рассмотренных форм колебаний ( $A_0, A_1$  и т.д.), при которых все лопатки находятся в одной фазе, существуют так называемые *внутрипакетные формы колебаний*, которые характерны тем, что вершины лопаток не перемещаются при колебаниях или перемещения их малы, а максимальный прогиб наблюдается в некоторой средней части лопатки. Различные лопатки в пакете колеблются в разных фазах.

Формы внутрипакетных колебаний называются колебаниями типа  $B$ . Существуют колебания типов  $B_0, B_1$  и т.д. При колебаниях типа  $B_0$  упругая линия лопатки не имеет узлов в промежутке между корнем и вершиной, при колебаниях типа  $B_1$  имеет один узел и т.д.

В отличие от колебаний типа  $A$  внутрипакетные колебания имеют большее многообразие форм. Строгий анализ показывает, что для пакета, состоящего из  $j$  лопаток, существует  $j - 1$  форм колебаний типа  $B_0$ , столько же форм колебаний типа  $B_1$  и т.д.

На рис. 14.26 изображены формы колебаний типа  $B_0$  для пакета из четырех лопаток. Частоты собственных колебаний  $j - 1$  форм типа  $B_0$  различаются между собой незначительно.

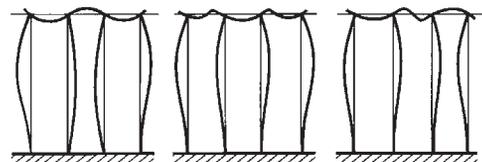


Рис. 14.26. Внутрипакетные формы колебаний лопаток типа  $B_0$

Собственные частоты пакета лопаток при сделанных предположениях рассчитывают по формуле

$$f_{nm} = \varphi \Psi \frac{0,56}{l^2} \left( \frac{EI_{\eta}}{\rho F} \right)^{1/2}, \quad (14.54)$$

где  $\varphi$  — множитель, определяемый по графику (рис. 14.27) в зависимости от двух параметров:

$$\left. \begin{aligned} k_6 &= \frac{12(j-1)}{j} H_6 \frac{E_6 I_6 l}{EI_{\eta} t_6} \cos^2 \beta; \\ v_6 &= \rho_6 t_6 f_6 / (\rho l F); \end{aligned} \right\} \quad (14.55)$$

здесь  $k_6$  — коэффициент жесткости бандажа;  $v_6$  — коэффициент массы бандажа.

В формулах (14.55) приняты следующие обозначения:  $E_6$  — модуль упругости материала бандажа;  $I_6$  — момент инерции поперечного сечения бандажа относительно оси минимальной жесткости;  $t_6$  — шаг по бандажу — длина бандажа, отнесенная к одной лопатке;  $\rho_6$  — плотность материала бандажа;  $f_6$  — площадь поперечного сечения бандажа;  $\beta = \pi - \beta_y$ ;  $\beta_y$  — установочный угол (см. рис. 14.4, в);  $H_6$  — коэффициент, учитывающий жесткость прикрепления бандажа к вершине лопатки: для клепаного бандажа  $H_6 = 0,2 \dots 0,3$ ; для клепаного и пропаянного бандажа  $H_6 = 0,8 \dots 1,0$ ; для сваренного бандажа  $H_6 = 1$ .

Для каждой формы колебаний пакета собственная частота возрастает с увеличением жесткости бандажа, мерой которой является коэффициент  $k_6$ , и снижается с увеличением массы бандажа, мерой которой является  $v_6$ .

Для коэффициента  $\varphi$  на рис. 14.27 изображены две ограничительные линии, между которыми расположены все значения его для колебаний типа  $B_0$ .

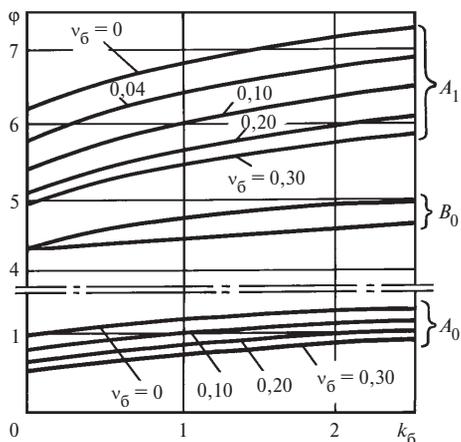


Рис. 14.27. Зависимость  $\varphi$  от параметров  $k_6$ ,  $v_6$

Обе линии начинаются от значения  $\varphi = 4,39$ , соответствующего частоте первого тона колебаний лопатки со свободно опертой вершиной. Коэффициент массы бандажа  $v_6$  не оказывает влияния на частоту колебаний типа  $B_0$ , так как вершины лопаток неподвижны.

В турбомашинах существует группа форм колебаний пакетов, которые получили название *изгибно-крутильные* (рис. 14.28).

Деформация каждой лопатки приближается к чисто изгибной в осевом направлении. При жестком присоединении бандажа к лопаткам происходит некоторое закручивание каждой лопатки в пакете. Формы изгибно-крутильных колебаний различаются формами лопаток и бандажа. Первая форма колебаний (форма 1) соответствует преимущественно осевым (в плоскости максимальной жесткости) колебаниям лопаток в одной фазе и поступательному колебательному смещению бандажа как абсолютно твердого тела.

Вторая форма (форма 2) образуется при изгибной деформации лопаток почти в осевом направлении и при крутильном колебательном движении бандажа как твердого тела.

В первых двух формах колебаний бандаж не деформируется, а оказывает влияние на частоту и форму колебаний как дополнительная масса, расположенная на вершинах лопаток.

Третья форма колебаний (форма 3) отличается изгибом бандажа по форме с двумя узлами, в чет-

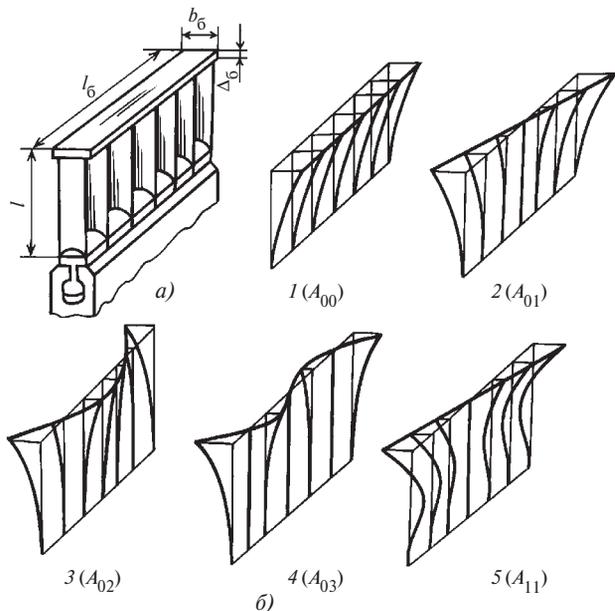


Рис. 14.28. Изгибно-крутильные колебания пакета лопаток: а — пакет лопаток; б — формы колебаний (1—5)

вертой форме (форма 4) имеются три узла на бандаже и т.д. Последняя из изображенных на рис. 14.28 форм (форма 5) соответствует форме  $A_1$  колебаний лопаток с одним узлом в плоскости их максимальной жесткости и крутильным колебаниям бандажа как твердого тела. Формы могут быть классифицированы по числу узлов на лопатке и на бандаже и обозначены символом  $A_{rs}$  (где индекс « $r$ » указывает число узлов на лопатках, индекс « $s$ » — число узлов на бандаже).

Для незакрученных лопаток постоянного сечения собственные частоты изгибно-крутильных колебаний пакета рассчитывают по формуле

$$f_{\Pi} = \varphi_{\Pi} \psi \frac{0,56}{l^2} \left( \frac{EI_{\xi}}{\rho F} \right)^{1/2}, \quad (14.56)$$

где  $I_{\xi}$  — момент инерции сечения лопатки относительно оси  $\xi$ ;  $\psi$  — коэффициент, учитывающий влияние гибкости лопатки в плоскости максимальной жесткости (см. рис. 14.22). Напомним, что зависимость, данная на рис. 14.22, строго относится к колебаниям лопатки по форме  $A_0$ .

По данным Е.Б. Карпина и Д.А. Аркадьева (КТЗ), коэффициент  $\varphi_{\Pi}$  представлен на рис. 14.29 в зависимости от двух параметров  $v_{\delta}$  и  $e$ :

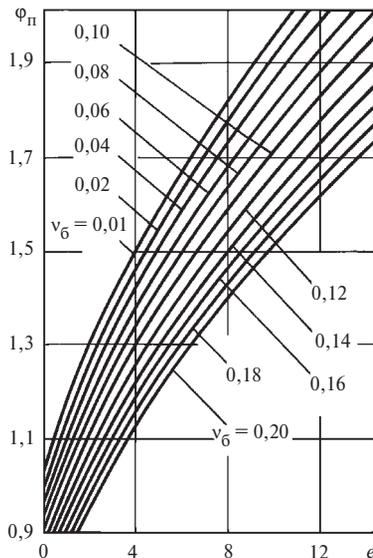


Рис. 14.29. Зависимости  $\varphi_{\Pi}$  от параметров  $e$  и  $v_{\delta}$  для изгибно-крутильных колебаний пакета

$$\left. \begin{aligned} v_{\delta} &= \frac{m_{\delta}}{m_{\Pi}} = \frac{\rho_{\delta} f_{\delta} t_{\delta}}{\rho F l}; \\ e &= \alpha_m \frac{I_{\delta \text{ макс}}}{I_{\xi}} \frac{l^3 t_{\delta}}{l_{\delta}^4}, \end{aligned} \right\} \quad (14.57)$$

где  $v_{\delta}$  — коэффициент массы бандажа (тот же, что и при колебаниях пакета в плоскости минимальной жесткости [см. (14.52)];  $m_{\Pi}$  — масса лопаток;  $e$  — относительная жесткость бандажа при изгибно-крутильных колебаниях пакета;  $I_{\delta \text{ макс}}$  — момент инерции сечения бандажа относительно оси максимальной жесткости;  $l_{\delta}$  — полная длина бандажа (см. рис. 14.28).

Для бандажа, имеющего поперечное сечение в виде прямоугольника со сторонами  $b_{\delta}$ ,  $\Delta_{\delta}$  (см. рис. 14.28),

$$f_{\delta} = b_{\delta} \Delta_{\delta}; \quad I_{\delta \text{ макс}} = \Delta_{\delta} b_{\delta}^3 / 12.$$

Параметр  $\alpha_m$  для первых четырех форм колебаний имеет следующие значения:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 0; \quad \alpha_3 = 500; \quad \alpha_4 = 3800.$$

При двух первых формах колебаний  $e = 0$ . Частоты зависят только от массы бандажа, но не зависят от его жесткости, так как при этих формах бандаж не деформируется, а колеблется как твердое тело.

#### Влияние вращения на собственные частоты.

Вращающаяся лопатка (пакет) имеет большие значения собственных частот изгибных колебаний. Увеличение собственных частот обусловлено действием центробежных сил, стремящихся «распрямить» упругую ось лопаток. Влияние вращения определяется зависимостью

$$f_{\text{д}} = (f_{\text{ст}}^2 + B n^2)^{1/2}, \quad (14.58)$$

где  $f_{\text{д}}$  — частота колебаний вращающейся лопатки или пакета лопаток (динамическая частота), Гц;  $f_{\text{ст}}$  — частота колебаний невращающейся лопатки или пакета (статическая частота), Гц;  $n$  — частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ . Для колебаний лопаток постоянного профиля типа  $A_0$  и пакетов, перевязанных периферийным бандажом, расчет  $B$  можно производить по полуэмпирической формуле

$$B = \frac{1}{2} \left( \frac{d_{\text{ср}}}{l} - 1 \right) \frac{1/2 + v_{\delta}}{1/3 + v_{\delta}} + \sin^2 \beta, \quad (14.59)$$

где  $\beta$  — угол между направлением смещений лопатки при колебаниях и осью  $x$  (см. рис. 14.4). При колебаниях преимущественно в тангенциальном направлении угол  $\beta$  указан на рис. 14.4,  $v$ , при

изгибно-крутильных колебаниях (см. рис. 14.28) по определению  $\beta' = \beta + \pi/2$ , т.е.  $\beta'$  — угол между направлением колебаний по оси  $\eta$  и осью  $x$ .

**Условие резонанса рабочих лопаток с учетом их вращения. Вибрационная диаграмма и отстройка лопатки от резонансов.** Ранее мы установили, что резонанс любого лопаточного аппарата наступает при выполнении условия (14.49), в котором  $f_m = f_d$  — любая (какая-нибудь) динамическая собственная частота колебаний лопаток.

Учитывая, что частота  $f_m$  зависит от частоты вращения в соответствии с (14.58), из (14.49) получаем

$$(f_{ст}^2 + Bn^2)^{1/2} = kn. \quad (14.60)$$

Условие (14.60) определяет так называемые резонансные скорости лопаточного аппарата  $n = n_{рез}$ , при которых данный лопаточный венец находится в состоянии резонанса.

Полагая в (14.60)  $n = n_{рез}$  и решая его относительно  $n_{рез}$ , имеем

$$n_{рез} = \frac{f_{ст}}{(k^2 - B)^{1/2}}. \quad (14.61)$$

Оказывается, что  $B$  всегда больше единицы [см., например, (14.59)], поэтому из (14.61) следует, что резонансов первого порядка при  $k = 1$  с возмущающими силами первой гармоники не существует. Физически это означает, что любая лопаточная система в условиях вращения имеет наименьшую собственную частоту, большую, чем частота вращения колеса:

$$f_d > n,$$

так что резонанс первой кратности невозможен.

При значениях  $k = 2, 3, \dots, 6, \dots$  для каждой формы колебаний, т.е. для каждой конкретной пары значений  $f_{ст}$  и  $B$ , лопаточный венец имеет спектр резонансных скоростей вращения [см. (14.61)].

Условие резонанса в форме (14.60) можно наглядно анализировать с помощью вибрационной диаграммы (рис. 14.30). На диаграмме изображены графики зависимости динамической частоты от частоты вращения колеса  $n$ . Верхняя кривая относится к лопатке (или пакету), имеющей наивысшую частоту колебаний из всех лопаток (пакетов), закрепленных на колесе, нижняя — к лопатке с наименьшей частотой. Разница частот определяет разброс, обусловленный невозможностью выполнить все лопатки или пакеты строго одинаковыми по частотным характеристикам. Кривые динамических частот всех прочих лопаток (пакетов) ступени располагаются в промежутке между этими предельными кривыми. Существуют ограничения по разбросу частот лопа-

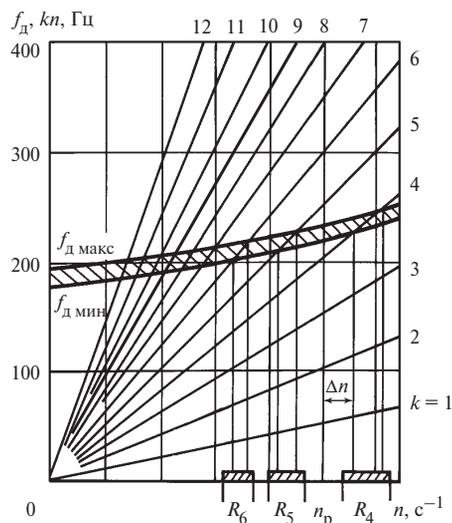


Рис. 14.30. Вибрационная диаграмма рабочего венца:

$f_{д макс}, f_{д мин}$  — максимальная и минимальная собственные частоты лопаток (пакетов) на данном колесе;  $kn$  — частоты возбуждающих гармоник;  $R$  — резонансные зоны

ток при изготовлении. Допустимым считается разброс частот отдельных лопаток по первому тону  $A_0$ , составляющий  $|\Delta f/f_{cp}| \leq 4\%$ , где  $f_{cp}$  — средняя частота колебаний набора лопаток;  $\Delta f = f - f_{cp}$  — разница частоты  $f$  каждой лопатки и средней частоты для всего набора лопаток.

Указанный допустимый разброс стремятся выдерживать путем контроля частот пакетов ступени, установленных на собранном колесе.

Следует подчеркнуть, что частоты установленных на колесе пакетов существенно зависят не только от технологического разброса частот отдельных лопаток, но и от плотности набора лопаток при их установке на колесе. Реально разброс частот зависит от жесткости пакетов: пакеты с менее жесткими лопатками имеют меньший разброс (около  $\pm 2-3\%$ ), пакеты с более жесткими лопатками часто имеют разброс  $\pm 10\%$  и более.

Лучи, выходящие из начала координат на рис. 14.30, представляют собой зависимости частот импульсов возбуждающей силы ( $k$ -й гармоники) от частоты вращения.

Абсциссы точек пересечения лучей с кривыми предельных динамических частот ограничивают зоны резонансных скоростей вращения данной ступени.

Опыт эксплуатации турбин позволил установить нормы необходимого запаса между рабочей  $n_p$  и резонансной  $n_{рез}$  частотами вращения  $\Delta n = |n_p - n_{рез}|$

для обеспечения надежной работы лопаточного аппарата при различных значениях кратности  $k$ :

Кратность .....	2	3	4	5	6
$\Delta n/n_p \cdot 100, \%$ .....	10	7	6	5	4

Снижение необходимого запаса по мере увеличения кратности  $k$  (номера гармоники возмущающей силы) объясняется тем, что амплитуды гармонических возбуждающих сил  $Q_k$  и  $P_k$  обычно имеют тем меньшее значение, чем выше номер гармоники. При  $k > 6$  эти амплитуды, как правило, настолько малы, что в условиях резонанса не вызывают опасных колебаний лопаток при нормированном качестве изготовления диафрагм.

При увеличенном разбросе размеров сопловых каналов возможны вибрационные поломки и при  $k > 6$ .

Если в проточной части турбомашин имеются конструктивные элементы, вызывающие возмущения высшей кратности (например,  $k = 8$  в соответствии с рис. 14.15, в), то отстройка от резонансов соответствующих кратностей является обязательной.

Высокочастотные возбуждающие силы от кромочных следов могут вызвать опасные резонансы коротких лопаток. Для обеспечения надежной работы лопаток по тангенциальным тонам  $A_0, B_0$  (см. рис. 14.25, а и 14.26) и изгибно-крутильным формам  $A_{00}, A_{01}, A_{02}$  (см. рис. 14.28) степень отстройки должна быть не менее 15 %, т.е. опасная зона определяется условием

$$0,85 < n z_n / f_d < 1,15. \quad (14.62)$$

Расширение опасной зоны обусловлено увеличенным разбросом частот колебаний пакетов на колесе.

Для ступеней с парциальностью  $e$  частота импульсов  $f_B = n z'_n$ , где  $z'_n = z_n / e$  — условное число сопл, соответствующее полному подводу пара.

Эти ступени должны быть отстроены от кромочного резонанса по условию (14.62), в котором число сопл  $z_n$  заменяется на  $z'_n = z_n / e$ .

**Пример 14.6.** Для пакета лопаток первой ступени ЦНД турбины АЭС К-1000-60/1500-1 рассчитать собственные частоты изгибно-крутильных колебаний по формам  $A_{00}, A_{01}$  и  $A_{02}$  (см. рис. 14.28) и проверить отстройку пакета от резонансов с возмущающими силами от кромочных импульсов с частотой  $n z_n$ . Лопатки постоянного сечения выполнены из 13 %-ной хромистой стали 12Х13Ш, клепаный бандаж выполнен из той же стали.

Заданы следующие характеристики:

частота вращения ротора  $n = 25 \text{ с}^{-1}$ ;

число сопл в диафрагме  $z_n = 76$ ;

длина лопаток  $l = 190 \text{ мм} = 0,190 \text{ м}$ ;

число лопаток в пакете  $j = 6$ ;

шаг по бандажу  $t_6 = 45,69 \text{ мм} = 45,69 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

длина бандажа  $l_6 = j t_6 = 274,14 \text{ мм} = 0,27414 \text{ м}$ ;

ширина бандажа  $b_6 = 62,53 \text{ мм} = 62,53 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

толщина бандажа  $\Delta_6 = 5,5 \text{ мм} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

площадь поперечного сечения лопаток  $F = 10,42 \text{ см}^2 = 10,42 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;

момент инерции сечения лопаток  $I_{\text{макс}} = I_\xi = 23,48 \text{ см}^4 = 23,48 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$ ;

плотность материала лопаток и бандажа  $\rho = \rho_6 = 7750 \text{ кг/м}^3$ ;

модуль упругости материала лопаток и бандажа  $E = E_6 = 2,12 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ .

**Решение.** По (14.56) найдем

$$f_n = \varphi_n \psi \frac{0,56}{0,19^2} \left( \frac{2,12 \cdot 10^{11} \cdot 23,48 \cdot 10^{-8}}{7750 \cdot 10,42 \cdot 10^{-4}} \right)^{1/2} = \varphi_n \psi \cdot 1217,9. \quad (14.63)$$

Коэффициент  $\psi$  определим по рис. 14.22, для чего найдем:

максимальный радиус инерции

$$i_{\text{макс}} = i_\xi = \left( \frac{I_{\text{макс}}}{F} \right)^{1/2} = \left( \frac{23,48 \cdot 10^{-8}}{10,42 \cdot 10^{-4}} \right)^{1/2} = 1,501 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

гибкость лопатки в осевом направлении

$$\lambda_\xi = \frac{l}{i_\xi} = \frac{0,19}{1,501 \cdot 10^{-2}} = 12,66.$$

Для данной гибкости по рис. 14.22 имеем

$$\psi = 0,75.$$

Для определения множителя  $\varphi_n$  предварительно рассчитаем значение параметра  $\nu_6$ . При этом  $\rho_6 = \rho = 7750 \text{ кг/м}^3$ ,  $f_6 = \Delta_6 b_6 = 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 62,53 \cdot 10^{-3} = 3,439 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ . По (14.57) имеем

$$\nu_6 = \frac{f_6 t_6}{F l} = \frac{3,439 \cdot 10^{-4} \cdot 45,69 \cdot 10^{-3}}{10,42 \cdot 10^{-4} \cdot 0,19} = 0,0794.$$

Затем вычислим для форм колебаний  $A_{00}, A_{01}, A_{02}$  параметр  $e$  по формуле

$$e_m = \alpha_m \frac{I_{6 \text{ макс}} I_\xi^3 t_6}{I_{\text{макс}}^4 l_6^4} \quad (m = 1, 2, 3),$$

где максимальный момент инерции бандажа

$$I_{6 \text{ макс}} = \frac{\Delta_6 b_6^3}{12} = \frac{5,5 \cdot 10^{-3} \cdot (62,53 \cdot 10^{-3})^3}{12} = 1,1206 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4.$$

Для форм  $A_{00}$ ,  $A_{01}$  значения  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ , следовательно,  $e_1 = e_2 = 0$ . По графику, данному на рис. 14.29, при  $v_6 = 0,08$  найдем

$$\varphi_n(A_{00}) = \varphi_n(A_{01}) = 0,91,$$

следовательно, по (14.63)

$$f_n(A_{00}) = f_n(A_{01}) = 0,91 \cdot 0,75 \cdot 1217,9 = 831,2 \text{ Гц.}$$

Для формы  $A_{02}$  значение  $\alpha_3 = 500$ , и по (14.57)

$$e_3 = 500 \frac{1,1206 \cdot 10^{-7}}{23,48 \cdot 10^{-8}} \frac{0,19^3 \cdot 45,69 \cdot 10^{-3}}{0,27414^4} = 13,24.$$

По графику, данному на рис. 14.29, при  $v_6 = 0,08$  и  $e = e_3 = 13,21$

$$\varphi_n(A_{02}) = 1,96.$$

Собственная частота пакета для формы  $A_{02}$  по (14.63)

$$f_n(A_{02}) = 1,96 \cdot 0,75 \cdot 1217,9 = 1790,3 \text{ Гц.}$$

Частота возбуждающих сил от кромочных следов

$$f_b = n z_n = 25 \cdot 76 = 1900 \text{ Гц.}$$

Частота возбуждающих сил близка к частоте собственных колебаний пакета по форме  $A_{02}$ .

Для проверки степени отстройки пакета от резонанса следует принять условие (14.62).

В рассматриваемом примере для формы  $A_{02}$

$$n z_n / f_n(A_{02}) = 1900 / 1790,3 = 1,061,$$

т.е. отношение попадает в недопустимые пределы — пакет находится в резонансе от кромочных импульсов.

Для форм  $A_{00}$  и  $A_{01}$  имеем

$$n z_n / f_n = 1900 / 831,2 = 2,286 \gg 1,15,$$

т.е. отношение лежит вне опасной зоны, и резонансов по формам  $A_{00}$  и  $A_{01}$  нет.

Рассмотренный пример 14.6 связан с реальными событиями: 19 февраля 1984 г. на Южно-Украинской АЭС на турбине К-1000-60/1500-1 произошла поломка одной из лопаток первой ступени ЦНД-1. Венец рабочих лопаток этой ступени состоит из 38 пакетов, имеющих по шесть лопаток.

Параметры лопаток и пакетов приведены в условиях к данному примеру. На рис. 14.31 представлен пакет. Лопатки имеют грибовидные двухпорные хвостовики. В одном из пакетов произошла поломка крайней лопатки 1, смежная с ней замковая лопатка 2 крепится двумя заклепками 4 к двум соседним лопаткам 1 и 3. В месте установки замковой лопатки обод диска имеет пазы (рис. 14.31, б), которые позволяют заводить основные лопатки в радиальном направлении и затем перемещать их в окружном направлении. На колесе предусмотрено два места с пазами, через которые заводятся все лопатки. Последними устанавливаются замковые лопатки, и поскольку для последних лопаток нет опорных поверхностей, то они должны крепиться особым образом. В данной конструкции замковые лопатки, как отмечено, крепятся заклепками (штиф-

тами) к двум соседним лопаткам. Центробежная сила инерции, развиваемая при вращении замковой лопаткой, передается через заклепки и частично через бандаж соседним лопаткам пакета.

Поверхность разрушения оборвавшейся лопатки имеет сложный рельеф, на ней четко выделяются зона б развития усталостной трещины, берущей начало от точки М на поверхности сверления отверстия под заклепку, и зона 7 кратковременного (мгновенного) разрушения.

Возникновение усталостной трещины свидетельствует о том, что причина поломки кроется в резонансных колебаниях пакета лопаток.

При инспекции на ряде пакетов первой ступени были обнаружены начальные усталостные трещины в бандажах в местах их приклейки к крайним лопаткам пакета. Выполненный в примере 14.6 расчет собственной частоты по форме  $A_{02}$  показал наличие резонанса, что и явилось основной причиной поломки. Форма  $A_{02}$  характерна тем, что наибольшие смещения при колебаниях имеют именно крайние лопатки в пакете (см. рис. 14.28 и 14.31, а).

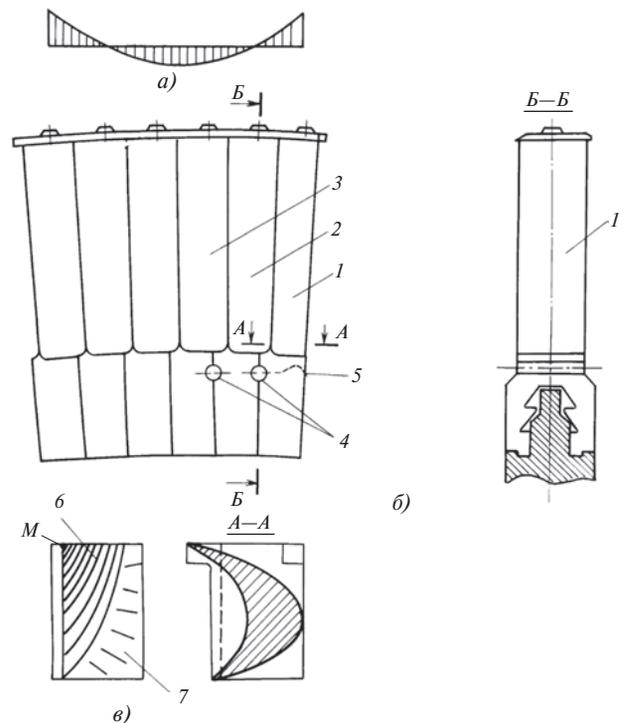


Рис. 14.31. Пакет лопаток (к примеру 14.6):

а — форма колебаний бандажа; б — пакет; в — зоны на поверхности разрушения; 1 — оборвавшаяся лопатка; 2 — замковая лопатка; 3 — смежная лопатка; 4 — заклепки; 5 — поверхность разрушения; 6 — зона усталостной трещины; 7 — зона мгновенного разрушения

Результаты анализа аварий показывают, что повреждения чаще всего происходят вследствие наложения нескольких причин. В данном случае мы видим, что пакет находился в резонансе — это первая основная причина поломки лопатки.

Вторая причина — наличие концентрации напряжений в хвостовике поломанной лопатки на поверхности отверстия под заклепки; третья причина — примерно полуторакратная перегрузка (за счет центробежных сил инерции замковой лопатки) сечения хвостовика поломавшейся лопатки.

Следует отметить дополнительное обстоятельство: рассматриваемая ступень находилась в зоне начального влагообразования, что привело к появлению на поверхности лопаток коррозионно-активных пленок, воздействие которых на металл вызывает снижение предела усталости стали и ограничивает (снижает) инкубационный период зарождения трещин усталости.

**Динамические напряжения в рабочих лопатках при резонансах. Пакетный множитель.** Отстройка рабочего венца от резонансов (в тех случаях, когда ее можно осуществить) является эффективной мерой повышения вибрационной надежности и исключения вибрационных поломок. Но полная отстройка на всех режимах невозможна. На проходных оборотах — при развороте ротора, при его выбеге — лопаточные венцы обязательно проходят многочисленные резонансные зоны (рис. 14.32). Кроме того, некоторые турбомашин работают с переменной частотой вращения, например, приводные, судовые турбины и пр. При переменной частоте вращения возбуждающие силы всех родов также переменные:  $f_b = kn$ , и поэтому отстройка венцов от всех резонансов невозможна. В то же время не все резонансы одинаково опасны. Если

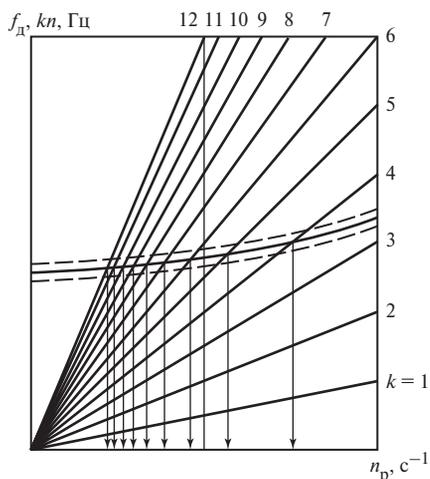


Рис. 14.32. Резонансные скорости венца рабочих лопаток при переменной частоте вращения

амплитуда гармоники возбуждающей силы мала, то и в условиях резонанса лопаточный венец не будет подвержен усталости, поскольку при малых возбуждающих силах малыми будут и динамические напряжения в лопатках.

Динамические напряжения, как отмечалось, прямо определяют надежность лопаток турбомашин при колебаниях.

Результаты многочисленных теоретических и экспериментальных исследований лопаточных венцов позволяют для приближенной оценки динамических напряжений при резонансах по формам  $A_0$ ,  $B_0$  и  $A_1$  применять следующую простую зависимость:

$$\sigma_d = 2\pi C_m \sigma_{ст} \frac{\varkappa_k^п}{\eta}, \quad (14.64)$$

где  $\sigma_d$  — амплитуда номинального динамического изгибного напряжения в корневом сечении лопатки;  $C_m$  — постоянная, зависящая от формы колебаний лопаток (пакетов) в резонансе и от параметров жесткости ( $k_б$ ) и массы ( $v_б$ ) бандажа;  $\sigma_{ст}$  — номинальное напряжение статического изгиба от парового (газового) потока, рассчитанное без учета влияния бандажа;  $\varkappa_k^п$  — относительная  $k$ -я (резонирующая) гармоника возбуждающей силы (интенсивность гармоники возбуждения) с учетом влияния пакетирования;  $\eta$  — логарифмический декремент колебаний (коэффициент демпфирования).

Для лопаток постоянного профиля и пакетов, образованных из таких лопаток, значения  $C_m$  представлены на рис. 14.33 для форм колебаний  $A_0$ ,  $B_0$  и  $A_1$  в зависимости от параметров  $k_б$  и  $v_б$ .

Для лопаток переменного профиля вид формулы (14.64) сохраняется, значения  $C_m$  будут иными, но мало отличающимися от данных на рис. 14.33. При этом зависимость (14.64) для любого рабочего венца качественно верно отражает влияние основных факторов: *вибрационная надежность лопаток турбомашин возрастает при снижении статических напряжений изгиба, снижении возбуждающих аэродинамических сил и при повышении коэффициента демпфирования.*

При количественной оценке динамических напряжений трудности возникают в определении  $\varkappa_k$  и  $\eta$ .

Декремент колебаний достоверно может быть определен лишь экспериментально. До настоящего времени отсутствуют общие методы расчета демпфирования.

В общем случае демпфирование колебаний лопаточных венцов обусловлено тремя причинами:

внутренним демпфированием в материале лопаток и связей; конструкционным демпфированием в сочленениях лопаток и связей, хвостовиков лопаток и дисков; аэродинамическим демпфированием вследствие взаимодействия колеблющихся элементов и среды.

Как правило, основное значение имеет механическое — внутреннее плюс конструктивное — демпфирование. Для конкретной конструкции коэффициент механического демпфирования  $\eta$  зависит в первую очередь от динамических напряжений в корневом сечении лопаток, а также от формы колебаний лопатки (пакета). На рис. 14.34 представлены опытные значения механического декремента колебаний для некоторых конструкций лопаток.

Широко применяемые в турбомашиностроении 13 %-ные хромистые стали отличаются высоким внутренним демпфированием по сравнению с углеродистыми и аустенитными сталями, а также титановыми сплавами. Конструктивное демпфирование, напротив, практически не зависит от марки стали.

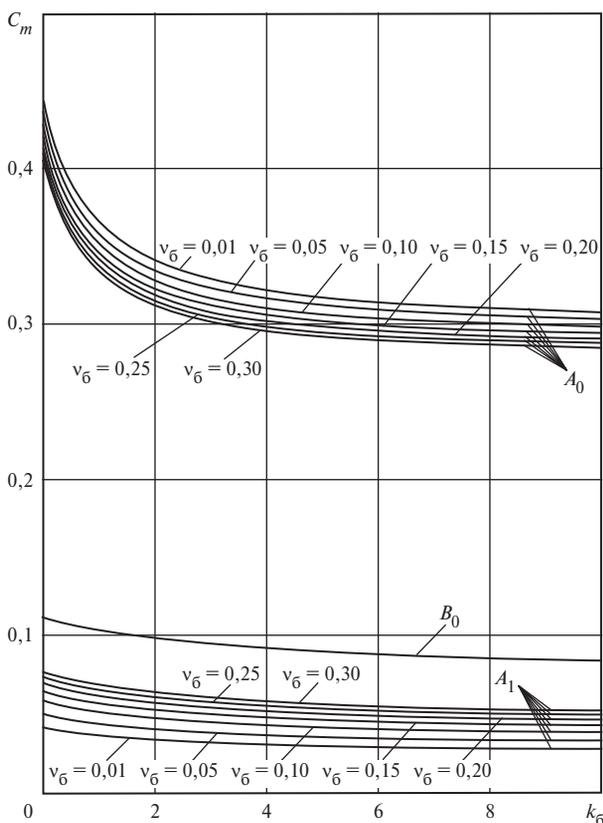


Рис. 14.33. Зависимость постоянной  $C_m$  от параметров  $k_6$  и  $\nu_6$  для форм колебаний  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $B_0$

Интенсивность гармоник возбуждения  $\kappa_k$  представляет собой отношение амплитуды гармонической возбуждающей силы  $Q_k$  [см. (14.39)] к статическому усилию, действующему на лопатку:

$$\kappa_k = Q_k/q_0 = Q_k l/R_u, \quad (14.65)$$

где  $Q_k$  — амплитуда  $k$ -й гармоники возбуждающего погонного усилия на одну лопатку;  $q_0$  — погонное статическое усилие, действующее на одну лопатку;  $R_u$  — окружное полное статическое усилие, действующее на одну лопатку.

Интенсивности гармоник возбуждения  $\kappa_k^p$ , вызываемого технологическими отклонениями соплового аппарата, как уже отмечалось, имеют случайный характер и могут быть приближенно приняты по оценке. Ориентировочно для длинных лопаток с частотами в отстраиваемом диапазоне  $f_d < 350$  Гц интенсивности имеют значения:  $\kappa_k^p = 0,05 \dots 0,1$  при  $k = 2 \dots 4$  и  $\kappa_k^p = 0,03 \dots 0,06$  для  $k = 5; 6$ . Большие из приведенных значений близки к предельным.

Для коротких лопаток при  $f_d > 350$  Гц для оценки можно принять  $\kappa_k^p = 0,03 \dots 0,06$ . С ростом  $k$  гармоники имеют тенденцию к снижению.

Интенсивности гармоник при кромочном возбуждении можно приближенно определить расчетом. Кромочное возбуждение существенно зависит от таких факторов, как отношение шагов рабочей и сопловой решеток, потери в сопловой решетке, относительное осевое расстояние между сопловой и рабочей решетками.

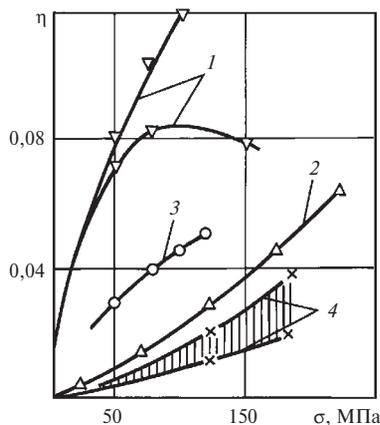


Рис. 14.34. Механический декремент колебаний лопаток: 1 — клепаный бандаж; 2 — приклепанный и пропаянный бандаж; 3 — лопатка без связей с елочным хвостовиком; 4 — лопатки без связей

Оценочные значения интенсивностей гармоник кромочного возбуждения составляют:

$$\kappa_k^{\text{кр}} = 0,1 \text{ при } k = z_{\text{н}};$$

$$\kappa_k^{\text{кр}} = 0,08 \text{ при } k = 2z_{\text{н}}.$$

Интенсивности гармоник при парциальном подводе пара  $\kappa_k^{\text{парц}}$  приближенно могут быть определены расчетом [см. (14.47)].

Так, например, при одной дуге подвода пара консервативная оценка по (14.47) дает простую зависимость

$$\kappa_k^{\text{парц}} \approx \frac{2}{\pi k}, \quad (14.66)$$

из которой следует, что интенсивность гармоник  $\kappa_k^{\text{парц}}$  изменяется обратно пропорционально номеру гармоники.

При двух дугах подвода пара (с промежутком) гармоники [см. (14.66)] удваиваются и следует принимать

$$\kappa_k^{\text{парц}} \approx \frac{4}{\pi k}.$$

Рассмотрим особенность действия гармонических возбуждающих усилий на одну лопатку в пакете и отличие его от усилия, действующего на одиночную лопатку (без связей).

Пакет, состоящий из  $j$  лопаток, вращается перед сопловым аппаратом, создающим возбуждающую силу (рис. 14.35). Выделим  $k$ -ю гармонику и рассмотрим ее действие на лопатки. График изменения гармонической силы  $k$ -й кратности изображен на рис. 14.35.

В данное мгновение, зафиксированное на рисунке, согласно графику на лопатки пакета дейст-

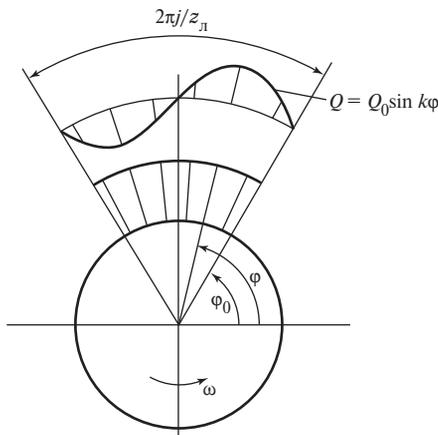


Рис. 14.35. Возбуждающие силы, действующие на пакет лопаток

вуют различные усилия. На пакет в целом действует усилие, равное алгебраической сумме усилий на все лопатки пакета:

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_j.$$

При пакетных формах колебаний  $A_0, A_1, \dots$ , когда все лопатки в пакете деформируются практически одинаково, суммарное усилие, действующее на пакет, распределяется по лопаткам приблизительно равномерно, передаваясь через связи (бандажи и проволоки). Поэтому на каждую лопатку в пакете приходится среднее усилие

$$Q_{\text{ср}} = \frac{1}{j} (Q_1 + Q_2 + \dots + Q_j),$$

которое, конечно, меньше максимального усилия  $Q_0$ , действующего на изолированную лопатку.

Отношение среднего усилия на лопатку в пакете к усилию на изолированную лопатку называется пакетным множителем:

$$\chi = Q_{\text{ср}}/Q_0. \quad (14.67)$$

Для условий резонанса, т.е. при формах колебаний  $A_0, A_1, \dots$ , пакетный множитель определяется зависимостью

$$\chi = \frac{\sin(\pi k j / z_{\text{л}})}{j \sin(\pi k / z_{\text{л}})}, \quad (14.68)$$

где  $z_{\text{л}}$  — число лопаток на колесе;  $k$  — номер резонирующей гармоники, определяемый как

$$k = f_{\text{д}}/n, \quad (14.69)$$

здесь  $f_{\text{д}}$  — собственная частота колебаний пакета по одной из пакетных форм  $A_0, A_1, \dots$

Переходя в (14.67) к относительным величинам — интенсивностям гармоник, получаем

$$\kappa_k^{\text{п}} = \chi \kappa_k, \quad (14.70)$$

где  $\kappa_k$  вычисляется по (14.65);  $\kappa_k^{\text{п}}$  — интенсивность гармонической силы, приходящейся на лопатку в пакете.

Пакетный множитель изменяется в пределах

$$0 \leq |\chi| \leq 1,$$

желательно иметь его значение, равное нулю, так как при этом возбуждающая сила на лопатку в условиях резонанса будет нулевой и соответствующие резонансные колебания не возникнут.

Суммарное усилие, действующее на пакет из  $j$  лопаток, будет равным нулю, если на протяжении одного пакета располагается целое число волн возбуждающей гармонической нагрузки. Такая ситуация как раз изображена на рис. 14.35, когда на длину пакета приходится одна полная волна. Если волн будет несколько (например,  $i$  волн,  $i$  — целое

число), то равенство нулю суммы сил, действующих на все лопатки пакета, сохранится.

Определим число волн на длине одного пакета как отношение общего числа волн на колесе (оно равно  $k$  для  $k$ -й гармоники) к числу пакетов на колесе (оно равно  $z_{\text{л}}/j$ ). Тогда число волн, приходящееся на один пакет, составляет

$$k/(z_{\text{л}}/j) = kj/z_{\text{л}}.$$

Это отношение должно равняться целому числу  $i = 1, 2, 3, \dots$ . Имеем условие  $kj/z_{\text{л}} = i$ , откуда находим число лопаток в пакете

$$j = i \frac{z_{\text{л}}}{k}, \quad (14.71)$$

при котором среднее возбуждающее усилие на одну лопатку в пакете равно нулю и колебания  $k$ -й кратности не возникнут.

Этот вывод совпадает с формальным условием равенства нулю пакетного множителя [см. (14.68)], так как при выполнении условия (14.71)  $\sin(\pi i) = 0$  при любом целом  $i$ .

Вследствие существования разброса частот пакетов, расположенных на одном колесе, кратность резонирующей гармоники  $k$ , рассчитанная по (14.69), также различна для разных пакетов на данном колесе, а значит, и пакетный множитель (при любом выбранном числе лопаток в пакете) для разных пакетов будет различным.

Число лопаток в пакете выбирают по значению кратности  $k$  для пакета со средним значением частоты:  $k = f_{\text{ср}}/n$ , тогда для этого пакета  $\chi = 0$ , а для пакетов с разными частотами, отличающимися от средней, пакетные множители будут отличными от нуля, и это отличие тем больше, чем больше разброс частот пакетов.

Подчеркнем, что влияние пакетирования является эффективной мерой снижения динамических напряжений при формах  $A_0, A_1, \dots$ , однако оно существенно меньше влияет на возбуждающие силы, вызывающие внутripакетные колебания по формам  $B_0, B_1, \dots$ .

Для консервативной оценки при внутripакетных колебаниях принимают  $\chi = 1$ , т.е. эффект пакетирования не учитывается.

Рассмотрим несколько примеров определения динамических напряжений при резонансах рабочих венцов.

**Пример 14.7.** Оценим динамические напряжения в условиях резонанса при первом тоне колебаний (по форме  $A_0$ ) низкочастотной лопатки без связей.

Напряжение статического изгиба в рабочих лопатках активных ступеней обычно принимают  $\sigma_{\text{ст}} \leq 30 \dots 35$  МПа.

Определив  $C_m = C_1 = 0,444$  по рис. 14.33,  $\kappa_k^p = 0,05$  (по оценке для возбуждения от технологических отклоне-

ний),  $\eta = 0,015$  (по оценке),  $\sigma_{\text{ст}} = 30$  МПа (по нормам), по (14.64) получим

$$\sigma_{\text{д}} \approx 2\pi \cdot 0,444 \cdot 30 \cdot 0,05/0,015 = 279 \text{ МПа.}$$

При верхнем значении  $\kappa_k^p = 0,1$  имеем  $\sigma_{\text{д}} \approx 560$  МПа, что (без учета концентрации напряжений) превышает предел усталости лопаточных сталей, находящийся при  $20^\circ\text{C}$  на уровне  $\sigma_{-1} = 370 \dots 400$  МПа.

Из приведенной ориентировочной оценки ясна необходимость отстройки низкочастотных лопаток от резонансов низших кратностей. Видна также обоснованность выбора малых значений напряжений статического изгиба:  $\sigma_{\text{ст}} \ll \sigma_{02}$  (предел текучести лопаточных материалов  $\sigma_{0,2} \geq 600 \dots 700$  МПа, т.е. рекомендуемые значения  $\sigma_{\text{ст}}$  в 20 раз меньше предела текучести).

**Пример 14.8.** Эскиз рабочей лопатки десятой ступени ЦВД турбины К-300-23,5 представлен на рис. 14.36. Даны следующие дополнительные характеристики:

средний диаметр ступени  $d_{\text{ср}} = 944$  мм;

число лопаток на колесе  $z_{\text{л}} = 102$ ;

число сопл в диафрагме  $z_{\text{н}} = 32$ ;

угол установки  $\beta = 10^\circ$ ;

модуль упругости материала лопатки и бандажа  $E = 1,89 \cdot 10^{11}$  Па;

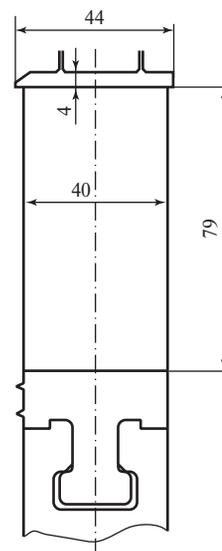
плотность материала лопатки и бандажа  $\rho = 7750$  кг/м<sup>3</sup>.

Профиль лопаток Р-30-21А (см. табл. 3.1) имеет в пересчете на натуру:

момент инерции  $I_{\eta} = I_{\text{мин}} = 1,341$  см<sup>4</sup>;

площадь поперечного сечения  $F = 4,74$  см<sup>2</sup>.

Лопатки имеют клепаный бандаж. По оценке принимаем  $H_6 = 0,3$ .



**Рис. 14.36.** Рабочая лопатка промежуточной ступени ЦВД турбины К-300-23,5

Требуется рассчитать собственные частоты пакета лопаток по формам  $A_0$ ,  $B_0$  и  $A_1$  при числе лопаток в пакете  $j = 6$ , проверить вибрационную надежность лопаток.

**Решение.** Для расчета  $v_6$  и  $k_6$  предварительно определяем:

шаг по бандажу

$$t_6 = \frac{\pi(d_{\text{ср}} + l)}{z_{\text{л}}} = \frac{\pi(944 + 79)}{102} = 31,5 \text{ мм};$$

момент инерции сечения бандажа (минимальный)

$$I_{6\text{ мин}} = \frac{0,4^3 \cdot 4,4}{12} = 0,02347 \text{ см}^4.$$

Рассчитываем характеристики бандажа:

$$v_6 = \frac{f_6 t_6}{Fl} = \frac{0,4 \cdot 4,4 \cdot 3,15}{4,74 \cdot 7,9} = 0,148;$$

$$k_6 = 12 \frac{j-1}{j} H_6 \frac{I_{6\text{ мин}}}{I_{\eta\text{ мин}}} \frac{l}{t_6} \cos^2 \beta =$$

$$= 12 \cdot \frac{5}{6} \cdot 0,3 \frac{0,02347 \cdot 7,9}{1,341 \cdot 3,15} \cdot \cos^2 10 = 0,1277.$$

С учетом  $v_6$  и  $k_6$  по графикам, данным на рис. 14.27, находим значения  $\varphi$  для трех форм колебаний:

$$\varphi(A_0) = 0,83;$$

$$\varphi(B_0) = 4,4 \dots 4,44;$$

$$\varphi(A_1) = 5,35.$$

Для определения  $\psi$  рассчитываем: радиус инерции сечения

$$i_{\eta} = i_{\text{мин}} = \left( \frac{I_{\eta\text{ мин}}}{F} \right)^{1/2} = \left( \frac{1,341}{4,74} \right)^{1/2} = 0,5319 \text{ см};$$

гибкость лопатки

$$\lambda = \frac{l}{i_{\text{мин}}} = \frac{7,9}{0,5319} = 14,85.$$

По графику (см. рис. 14.22) с учетом  $\lambda = 14,85$  определяем

$$\psi = 0,785.$$

В соответствии с (14.54) имеем

$$f = \psi \varphi \frac{0,56}{l^2} \left( \frac{EI_{\text{мин}}}{\rho F} \right)^{1/2} =$$

$$= \psi \varphi \frac{0,56}{0,079^2} \left( \frac{1,89 \cdot 10^{11} \cdot 1,341 \cdot 10^{-8}}{7750 \cdot 4,74 \cdot 10^{-4}} \right)^{1/2} = \psi \varphi \cdot 2356,9.$$

Подставляя значения  $\varphi$  и  $\psi$  (при этом принимаем, что  $\psi$  одинаково для всех трех форм), получаем:

$$f_{A_0} = 0,785 \cdot 0,83 \cdot 2356,9 = 1536 \text{ Гц};$$

$$f_{B_0} = 0,785(4,4 \dots 4,44) \cdot 2356,9 = 8140 \dots 8215 \text{ Гц};$$

$$f_{A_1} = 0,785 \cdot 5,35 \cdot 2356,9 = 9898 \text{ Гц}.$$

Проверим отстройку пакета от резонансов при колебаниях по формам  $A_0$ ,  $B_0$  и  $A_1$  с кромочными частотами  $nz_{\text{н}}$ .

Для формы  $A_0$  имеем

$$\frac{nz_{\text{н}}}{f_{A_0}} = \frac{50 \cdot 32}{1536} = \frac{1600}{1536} = 1,042.$$

Отношение  $nz_{\text{н}}/f_{A_0}$  находится в недопустимом диапазоне 0,85—1,15 [см. (14.62)], при этом легко увидеть, что в данном случае поправка на влияние вращения на частоту собственных колебаний пакета по тону  $A_0$  пренебрежимо мала, в чем рекомендуется убедиться самостоятельно, воспользовавшись зависимостями (14.58), (14.59).

Это означает, что пакет реально находится в резонансе по форме  $A_0$  с кромочным возбуждением.

Для формы  $B_0$

$$\frac{nz_{\text{н}}}{f_{B_0}} = \frac{1600}{8140 \dots 8215} = 0,196 \dots 0,195,$$

откуда следует, что пакет отстроен от кромочного возбуждения по форме  $B_0$  с большим запасом.

Аналогично убедимся в достаточной отстройке по форме  $A_1$ :

$$\frac{nz_{\text{н}}}{f_{A_1}} = \frac{1600}{9898} = 0,162$$

— отстройка от резонанса с большим запасом.

Проверим отстройку от резонанса при кромочной частоте  $2nz_{\text{н}}$ :

$$\frac{2nz_{\text{н}}}{f_{A_0}} = \frac{3200}{1536} = 2,08 \text{ — отстроен};$$

$$\frac{2nz_{\text{н}}}{f_{B_0}} = \frac{3200}{8140 \dots 8215} = 0,393 \dots 0,389 \text{ — отстроен};$$

$$\frac{2nz_{\text{н}}}{f_{A_1}} = \frac{3200}{9898} = 0,323 \text{ — отстроен}.$$

Для обеспечения вибрационной надежности венец должен быть отстроен от резонанса по форме  $A_0$ , что вполне возможно за счет изменения  $f_{A_0}$  либо  $z_{\text{н}}$  в ту или иную сторону на 15—20%. При этом за счет больших запасов отстройки по формам  $B_0$ ,  $A_1$  (при частоте как  $nz_{\text{н}}$ , так и  $2nz_{\text{н}}$ ) не будут нарушены.

Определим динамические напряжения в корневых сечениях рабочих лопаток рассматриваемого венца в условиях резонанса по форме  $A_0$ . Для расчета по формуле (14.64) найдем входящие в нее величины:  $C_m = C_1 = 0,415$  (см. рис. 14.33);  $\eta = 0,08$  (см. рис. 14.34);  $\kappa_k^{\text{кр}} = 0,1$  (по оценке). С учетом (14.70) имеем

$$\sigma_{\text{д}} = 2\pi \cdot 0,415 \frac{0,1}{0,08} \chi_{\sigma_{\text{ст}}} = 3,26 \chi_{\sigma_{\text{ст}}}. \quad (14.72)$$

Для оценки  $\sigma_{ст}$  примем значение мощности ступени  $N_{0i} = 7$  МВт. Тогда рабочее усилие на одну лопатку определим из условия  $Pu = N_{0i}/z_{д}$ , где  $u$  — окружная скорость лопаток на среднем радиусе  $d_{ср}/2$ . Учитывая, что изгибающий момент в корневом сечении лопаток  $M_{изг} = Pl/2 = N_{0i}l/(2z_{д}u)$ , имеем номинальное напряжение изгиба в корневом сечении

$$\sigma_{ст} = \frac{M_{изг}}{W_{мин н}} = \frac{N_{0i}l}{2W_{мин н}z_{д}u}, \quad (14.73)$$

где  $W_{мин н}$  — минимальный момент сопротивления профиля натурной лопатки. По табл. 3.1 для нашего профиля Р-30-21А при ширине  $B_{м} = 25$  мм ( $b_1 = 25,6$  мм) имеем  $W_{мин м} = 0,234$  см<sup>3</sup>.

Пересчет на натурное значение  $B_{н} = 40$  мм (см. рис. 14.36) дает

$$W_{мин н} = \left(\frac{B_{н}}{B_{м}}\right)^3 W_{мин м} = \left(\frac{40}{25}\right)^3 \cdot 0,234 = 0,9585 \text{ см}^4.$$

Окружная скорость на среднем радиусе  $u = d_{ср}\omega/2 = 0,944 \cdot 314,16/2 = 148,28$  м/с.

Подставляя найденные величины (в системе СИ) в (14.73), получаем

$$\begin{aligned} \sigma_{ст} &= \frac{7 \cdot 10^6 \cdot 0,079}{2 \cdot 0,9585 \cdot 10^{-6} \cdot 102 \cdot 148,28} = \\ &= 1,907 \cdot 10^7 \text{ Па} = 19,07 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Расчет пакетного множителя по (14.68) проводим для условия резонанса  $k = z_{н}$ :

$$\chi = \frac{\sin(\pi j z_{н}/z_{д})}{j \sin(\pi z_{н}/z_{д})} = \frac{\sin(\pi \cdot 6 \cdot 32/102)}{6 \sin(\pi \cdot 32/102)} = -0,061.$$

С использованием (14.72) получаем амплитуду динамических напряжений в лопатках резонирующего пакета:  $|\sigma_{д}| = 3,26 \cdot 0,061 \cdot 19,07 = 3,8$  МПа.

Найденное значение динамических напряжений весьма низкое, оно существенно меньше предела усталости материала лопаток: при рабочей температуре (около 400 °С) для стали марки 20Х13 имеем  $\sigma_{-1} \approx 300$  МПа. Малые динамические напряжения получены за счет эффекта пакетирования (малого значения пакетного множителя  $\chi$ , что достигнуто выбором числа лопаток в пакете  $j = 6$ ). Число лопаток равно оптимальному, рассчитываемому по формуле (14.71):

$$j_{опт} = i \cdot 102/32 = 3,1875 \quad i \approx 3i, \quad \text{при } i = 2 \quad j_{опт} = 6.$$

Выполненный анализ показал, что лопаточный венец десятой ступени соответствует условиям вибрационной надежности по формам тангенциальных колебаний  $A_0$ ,  $B_0$  и  $A_1$  от кромочного возбуждения с частотами  $nz_{н}$  и  $2nz_{н}$ . При этом по формам  $B_0$ ,  $A_1$  он отстроен от резонансов. По форме  $A_0$  венец отстроен от резонанса при частоте  $2nz_{н}$ , но

находится в резонансе с кромочной частотой  $nz_{н}$ . Однако и для формы  $A_0$  надежность обеспечена за счет оптимального пакетирования, позволившего снизить динамические напряжения до допустимого (с большим запасом) уровня.

Для полной вибрационной надежности следует выполнить анализ колебаний пакетов венца по изгибно-крутильным формам  $A_{00}$ ,  $A_{01}$ ,  $A_{02}$ . Читателю рекомендуется выполнить этот анализ самостоятельно, используя в качестве подсказки пример 14.6.

**Пример 14.9.** Требуется оценить динамические номинальные (без учета концентрации) напряжения в корневом сечении рабочих лопаток регулирующей ступени при полностью открытом одном клапане и дать ориентировочную оценку вибрационной надежности лопаток.

Известны следующие данные:

собственная частота колебаний пакета (средняя) по форме  $A_0$   $f_{A_0} = 4400$  Гц;

разброс частот пакетов на колесе составляет  $\pm 15\%$ ; число лопаток на колеса  $z_{д} = 66$ ;

число лопаток в пакете  $j = 3$ ;

бандажи — цельнофрезерованные; лопатки сварены по бандажам и хвостовикам электронным лучом.

Коэффициент демпфирования принимаем  $\eta = 0,005$  по оценке для 12 %-ной хромистой стали.

Параметры бандажа следующие:  $k_6 = 0,05$ ;  $v_6 = 0,3$  (определены при предварительном расчете, как в примере 14.8).

Изгибающие напряжения  $\sigma_{ст} = 15$  МПа (приняты в соответствии с нормами).

**Решение.** Напряжения при резонансе определяем по (14.64), для чего находим  $C_m$  (см. рис. 14.33) по заданным  $k_6 = 0,05$  и  $v_6 = 0,3$ :

$$C_m = 0,4;$$

резонансную гармонику для среднего пакета

$$k = f_{A_0}/n = 4400/50 = 88;$$

пакетный множитель для среднего пакета [см. (14.68)]

$$\chi = \frac{\sin(\pi \cdot 3 \cdot 88/66)}{3 \sin(\pi \cdot 88/66)} = \frac{\sin(\pi \cdot 4)}{3 \sin(\pi \cdot 88/66)} = 0.$$

Для пакета со средней частотой  $f_{A_0}$  пакетный множитель равен нулю, этот пакет не колеблется, несмотря на наличие резонанса.

Однако вследствие разброса частот  $\pm 15\%$  необходимо рассчитать резонансные напряжения для пакетов, частота которых располагается внутри интервала  $f_{д} = (1 \pm 0,15)f_{A_0}$ .

Для наименее жесткого пакета на колесе частота составит  $f_{д}^{\text{мин}} = (1 - 0,15)f_{A_0} = 0,85 \cdot 4400 = 3740$  Гц и соответствующая гармоника будет иметь номер

$$k_{\text{мин}} = f_{д}^{\text{мин}}/n = 3740/50 \approx 75.$$

Для наиболее жесткого пакета на колесе  $f_d^{\text{макс}} = (1 + 0,15)f_{A_0} = 1,15 \cdot 4400 = 5060$  Гц и номер соответствующей гармоники

$$k_{\text{макс}} = f_d^{\text{макс}} / n = 5060 / 50 \approx 101.$$

Таким образом, на рассматриваемом колесе расположены пакеты, резонирующие с возбуждающими гармоническими силами кратностью от  $k_{\text{мин}}$  до  $k_{\text{макс}}$ , т.е. возможны резонансы с  $k = 75, 76, \dots, 100, 101$ .

Для определения амплитуды резонансных напряжений следует произвести расчет по зависимости (14.64), в которой интенсивности гармоник  $\chi_k^{\text{п}} = \chi_k^{\text{парц}}$  [см.

(14.70)], а интенсивности  $\chi_k^{\text{парц}} = \frac{2}{\pi k}$  [см. (14.66)]. Нужно

выполнить расчет для  $k = 75 \dots 101$  и установить максимальное значение динамического напряжения. Оно будет относиться к наиболее «неблагополучному» пакету на данном колесе и будет определять его вибрационную надежность. Неблагополучным будет тот пакет, для которого произведение  $\chi_k^{\text{парц}}$  имеет максимальное абсолютное значение.

Из (14.70) с учетом (14.66), (14.68) для данного примера имеем

$$\chi_k^{\text{п}} = \frac{\sin(\pi k \cdot 3/66)}{3 \sin(\pi k/66)} \frac{2}{\pi k}.$$

Для наименее жесткого пакета

$$\begin{aligned} \chi_k^{\text{п}} &= \frac{\sin(\pi \cdot 75 \cdot 3/66)}{3 \sin(\pi \cdot 75/66)} \frac{2}{\pi \cdot 75} = \\ &= 0,7699 \cdot 8,488 \cdot 10^{-3} = 6,54 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

Для наиболее жесткого пакета

$$\begin{aligned} \chi_k^{\text{п}} &= \frac{\sin(\pi \cdot 101 \cdot 3/66)}{3 \sin(\pi \cdot 101/66)} \frac{2}{\pi \cdot 101} = \\ &= (-0,3213) \cdot 6,303 \cdot 10^{-3} = -2,03 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

Можно убедиться, что все промежуточные значения  $\chi_k^{\text{п}}$  в диапазоне  $k$  от 75 до 101 находятся в интервале полученных значений  $\chi_k^{\text{п}}(k_{\text{мин}})$  и  $\chi_k^{\text{п}}(k_{\text{макс}})$ . Поэтому самым неблагоприятным является наименее жесткий пакет, для которого  $\chi_k^{\text{п}}$  достигает максимального значения  $\chi_{k_{\text{макс}}}^{\text{п}} = 6,54 \cdot 10^{-3}$ .

Для него и рассчитаем значение динамического напряжения по (14.64):

$$\sigma_d = 2\pi \cdot 0,4 \cdot 15 \cdot \frac{6,54 \cdot 10^{-3}}{0,005} = 49,3 \text{ МПа}.$$

У лопаток в месте примыкания профиля к хвостовику всегда имеется концентрация напряжений. Коэффициент концентрации  $k_{\sigma}$  в случае отсутствия свисающих кромок может быть выдержан не выше  $k_{\sigma} = 3$ . Оценивая эффек-

тивное напряжение  $\sigma_a = k_{\sigma} \sigma_d \approx 150$  МПа и принимая предел усталости  $\sigma_{-1} = 300$  МПа (для стали марки 15Х12ВМФ (ЭИ802) при температуре 500 °С), ориентировочно получаем коэффициент запаса усталостной прочности

$$n_a = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} = \frac{300}{150} = 2,$$

что для стационарных турбин следует считать допустимым (хотя  $n_a$  и не регламентировано в ПТЭ). Отметим, что для судовых и авиационных турбин обычно принимают  $n_a^{\text{суд}} = 3$  и  $n_a^{\text{авиаци}} \geq 4$  соответственно. В случае судовых и авиационных турбин значения  $\sigma_a$  принято определять не расчетом, а экспериментально на моделях или натуральных объектах, так как расчет из-за его приближенности может дать погрешность, неприемлемую для ответственных двигателей.

Для повышения вибрационной надежности лопаток парциальной ступени имеются следующие меры — увеличение хорды профиля; уменьшение значения разброса собственных частот; соединение между собой пакетов демпферными вставками. Вторая мера сопряжена с повышением точности изготовления пакетов и тщательности сборки их на колесе.

Читателю предлагается самостоятельно установить коэффициент запаса усталостной прочности лопаток регулирующей ступени, если благодаря усовершенствованию технологии изготовления и сборки удалось снизить разброс частот пакетов до нормы  $\pm 4$  % при прочих тех же условиях.

## 14.4. ПРОЧНОСТЬ РОТОРОВ

Рассмотрим основы прочности роторов турбомашин (турбин, компрессоров) под воздействием: статического кручения; изгиба от собственного веса; центробежных сил инерции при умеренных и повышенных температурах и в условиях коррозионно-активной среды; температурных полей при переходных режимах работы.

Сопоставление напряженно-деформированного состояния при названных воздействиях с характеристиками прочности материала дает представление о надежности роторов и факторах, определяющих ресурс.

**Кручение роторов.** Крутящий момент создается на колесе каждой ступени турбомашин, суммируется и в конечном сечении передается приводимой машине.

На рис. 14.37 представлено распределение крутящего момента  $M_{\text{кр}}$  по длине валопровода турбоагрегата. Максимальное значение крутящего момента достигается на участке вала между роторами низкого давления (РНД) и генератора (РГ) и составляет

$$M_{\text{кр}0} = N_e / \omega, \quad (14.74)$$

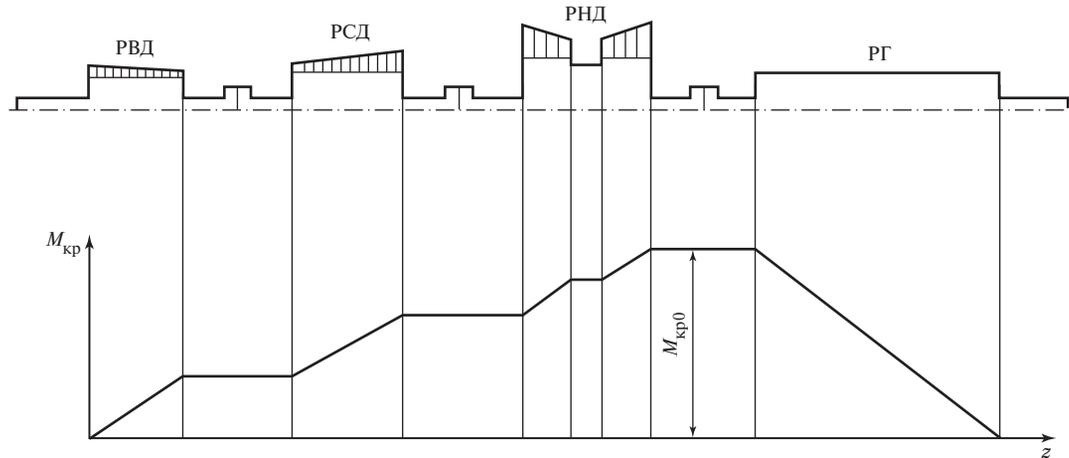


Рис. 14.37. Распределение крутящего момента по длине валопровода турбоагрегата

где  $N_e$  — эффективная мощность на валу турбины, передаваемая электрическому генератору;  $\omega$  — угловая скорость ротора.

Крутящий момент вызывает напряжения в элементах ротора, значимыми являются напряжения кручения в шейках роторов, и, как правило, максимальными — напряжения в шейках РНД и РГ, где крутящий момент имеет максимальное значение [см. (14.74)].

Номинальное касательное напряжение в шейке ротора турбины определяется по формуле сопротивления материалов

$$\tau_0 = \frac{M_{кр0}}{W_{кр}}, \quad (14.75)$$

где  $W_{кр}$  — момент сопротивления кручению шейки,

$$W_{кр} = \frac{\pi d_{ш}^3}{16} \left( 1 - \left( \frac{d_0}{d_{ш}} \right)^4 \right); \quad (14.76)$$

здесь  $d_{ш}$  — диаметр шейки РНД;  $d_0$  — диаметр центрального канала.

На прочих участках валопровода, кроме участка РНД—РГ, напряжения кручения, как правило, малы.

Ответственными элементами валопровода являются муфты (см. п. 11.1.1). Напряженно-деформированное состояние полумуфт и стяжных болтов определяется специальным расчетом для каждого типа турбин. Оно, как и напряжения в шейках валов, должно отвечать условиям прочности как при номинальных, так и при чрезвычайных режимах турбоагрегата, например при режимах короткого замыкания, повторного автоматического включения (см. § 14.5).

Для оценки напряжений в шейке вала рассмотрим пример.

**Пример 14.10.** Рассчитать номинальные касательные напряжения в шейке РНД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ на участке между РНД и РГ (см. рис. 11.1) и оценить запас статической прочности при кручении в условиях конденсационного режима турбины.

Материал вала — сталь 34ХНЗМА, имеющая характеристики при температуре 20 °С:  $\sigma_{0,2} \geq 700$  МПа;  $\sigma_B \geq 820$  МПа; поперечное сужение при разрыве  $\psi \geq 0,4$  ( $\geq 40\%$ ). Диаметр шейки  $d_{ш} = 436$  мм, диаметр центрального отверстия вала  $d_0 = 130$  мм.

**Решение.** Найдем номинальный крутящий момент в шейке по (14.74):

$$M_{кр0} = N_e / \omega = 300 \cdot 10^6 / 314,16 = 0,9549 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим момент сопротивления кручению по (14.76):

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot 0,436^3}{16} \left( 1 - \left( \frac{130}{436} \right)^4 \right) = 0,016274 \cdot (1 - 0,087904) = 0,016145 \text{ м}^3.$$

Рассчитаем касательные напряжения (напряжения кручения) на периферии шейки по (14.75):

$$\tau_0 = 0,9549 \cdot 10^6 / 0,016145 = 59,1452 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 59 \text{ МПа}.$$

По третьей теории прочности пересчитаем предел текучести при сдвиге

$$\tau_{0,2} = \frac{1}{2} \sigma_{0,2} = 350 \text{ МПа}.$$

Определим запас прочности по статическим напряжениям кручения:

$$n_s = \tau_{0,2} / \tau_0 = 350 / 59 = 5,93,$$

т.е. действующие при конденсационном режиме турбины номинальные напряжения кручения примерно в 6 раз меньше предела текучести материала при кручении, т.е. запас прочности при номинальном режиме турбины

вполне достаточный. Действительные напряжения кручения будут больше номинальных вследствие концентрации напряжений в галтели перехода от шейки к валу.

При радиусе скругления в галтели  $\rho = 10$  мм (типичное значение) для нашего случая оказывается, что коэффициент концентрации  $\alpha_\sigma \approx 2,2$ , так что местное напряжение достигает значения

$$\tau_{\max} = \alpha_\sigma \tau_0 = 2,2 \cdot 59 \approx 130 \text{ МПа},$$

а коэффициент запаса по отношению к местному максимальному напряжению кручения составит

$$n'_\sigma = 350/130 \approx 2,7.$$

Для номинального режима это вполне достаточный запас, но в чрезвычайном случае (короткое замыкание и пр.) максимальный крутящий момент в хорошо отстроенном валопроводе может в 4—6 раз превышать его номинальное значение. При этих условиях в шейке вала в галтели могут появиться местные пластические деформации. Запасы прочности и надежность ротора в этом случае требуют более строгого расчета и оценки.

**Изгиб ротора под действием собственного веса.** В процессе монтажа роторы устанавливаются так, чтобы полумуфты перед их соединением были соосны, а торцевые поверхности полумуфт были параллельны. Тогда после соединения полумуфт изгибающие моменты в торцевом сечении при равномерной затяжке болтов будут равными нулю. В условиях вращения валопровода равенство нулю изгибающих моментов в торцевых сечениях муфт сохранится, если не изменится центровка валопровода. Из-за ряда условий эксплуатации — тепловых и силовых деформаций фундамента и опор турбоагрегата — упругая линия валопровода при стационарном режиме работы турбоагрегата отличается от линии при монтаже. В тех случаях, когда эксплуатационные расцентровки существенны, при монтаже валопровода учитывают их влияние. Для этого при монтаже перед сборкой полумуфты устанавливают с монтажным раскрытием так, чтобы в установленном режиме турбоагрегата торцевые поверхности полумуфт стали параллельны и, следовательно, изгибающие моменты в сечениях стыковки были равны или близки к нулевым значениям.

Наибольшие изгибающие моменты от собственного веса возникают в роторах примерно посередине пролета, где диаметр вала обычно более 0,5 м. При этом амплитуда переменных напряжений изгиба в условиях вращения вала составляет для середины пролета малое значение, не превышающее обычно 10 МПа. Поскольку предел усталости материала (такого, например, как Р2МА)  $\sigma_{-1} > 200$  МПа, то коэффициент запаса по пределу усталости  $n_f > 20$ , т.е. переменные изгибные напряжения от собственного веса не могут вызвать разрушения вала вследствие усталости при нормальных условиях эксплуатации турбины.

Однако в практике эксплуатации наблюдались случаи разрушения вала от переменных изгибных напряжений, но эти случаи относятся к разрушению валов вблизи соединительных муфт, а также в сложных условиях, когда большие переменные напряжения изгиба возникают вследствие значительных расцентровок и переменных напряжений, обусловленных вибрацией.

Трещинообразование вследствие изгиба от собственного веса при сопутствующих осложняющих условиях наблюдалось в роторах НД ряда теплофикационных турбин в зоне фазового перехода.

**Прочность вращающихся дисков.** Диски являются элементами роторов различной конструкции: сборных, сварных, цельнокованных (см. п. 11.1.1). Основной нагрузкой дисков являются центробежные силы инерции при вращении как самих дисков, так и рабочих лопаток.

Диски *сборного ротора* ЦНД (см. рис. 11.1) имеют горячую посадку с натягом. Напряжения в таких дисках определяются вращением собственно диска, лопаточной нагрузкой от ЦБС лопаток, передаваемых диску через хвостовые соединения лопаток с диском, контактного давления от посадки диска на вал. Особенно нагруженными являются диски последних ступеней конденсационных паровых турбин, у которых велика лопаточная нагрузка вследствие больших длины и массы рабочих лопаток. Наиболее напряженной в насадных дисках является область на посадочной поверхности ступицы диска. Для снижения напряжений диски выполняют с широкой ступицей.

На рис. 14.38 изображены распределения при рабочей частоте вращения радиального  $\sigma_r$  и окружного  $\sigma_\theta$  напряжений по радиусу диска одной из ступеней ЦНД конденсационной турбины. Диск посажен на вал с натягом, вследствие чего на поверхности его расточки при радиусе  $r_0 = 0,25$  м действует контактное напряжение  $\sigma_{r0} = -q_0$ .

На периферии диска при радиусе  $r_1 = 0,6$  м действуют напряжения  $\sigma_{r1}$ , вызываемые центробежными силами лопаток и частей обода диска, расположенных вне поверхности радиусом  $r_1$ .

Распределение напряжений по радиусу — весьма неравномерное, особенно велики окружные напряжения на поверхности расточки диска при  $r = r_0$ .

Напряжения, данные на рис. 14.38, рассчитаны в предположении равномерного распределения напряжений по толщине.

Существующие и используемые при расчете дисков методики позволяют учитывать неравномерность распределения напряжений по толщине и осевые нормальные и касательные напряжения,

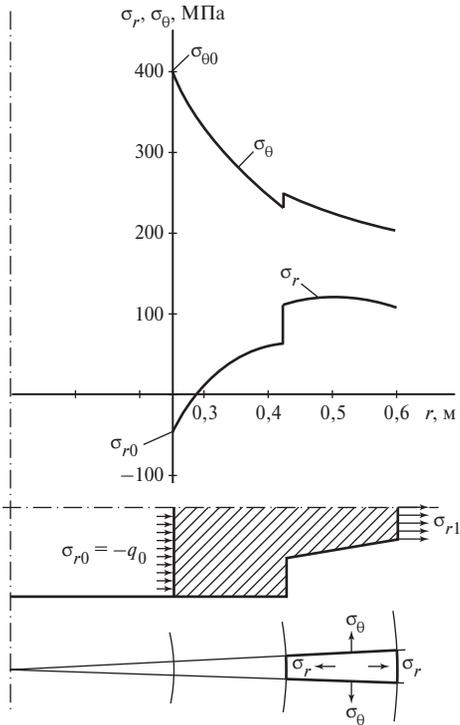


Рис. 14.38. Распределения напряжений по радиусу насадного диска РНД

а также напряжения в зонах концентрации — в местах перехода от полотна диска к ступице.

После горячей посадки диска на вал и выравнивания температур диска и вала должно выполняться условие совместности деформаций диска и вала в виде

$$u_d - u_b = u_0, \quad (14.77)$$

где  $u_d$  — радиальное смещение поверхности расточки диска;  $u_b$  ( $< 0$ ) — радиальное смещение поверхности вала;  $u_0 = r_b - r_d$  — разница радиусов вала и диска до посадки, называемая натягом (рис. 14.39).

Из условия совместности (14.77), выразив радиальные смещения через напряжения по закону Гука, можно получить основное соотношение посадки в виде:

$$\sigma_{\theta 0} - \sigma_{r 0} = \frac{E u_0}{r_0} + 0,25(1 - \mu) \rho \omega^2 r_0^2, \quad (14.78)$$

где  $\sigma_{\theta 0}$ ,  $\sigma_{r 0}$  — окружное и радиальное напряжения на поверхности расточки диска, указанные на рис. 14.38;  $\rho$  — плотность материала вала;  $\omega$  — угловая скорость вала.

Соотношение (14.78) справедливо при любой частоте вращения в диапазоне  $0 \leq n \leq n_{oc}$ , где  $n_{oc}$  — освобождающая частота вращения. Левая часть (14.78)  $\sigma_{\theta 0} - \sigma_{r 0} = 2\tau_{max}$ , т.е. представляет собой удвоенное максимальное касательное напряжение на поверхности расточки диска. Согласно одной из теорий прочности максимальное касательное напряжение является критерием появления пластических деформаций. По этому критерию имеем коэффициент запаса прочности  $n_\tau$  в виде

$$n_\tau = \frac{\tau_s}{\tau_{max}} = \frac{\sigma_s}{2\tau_{max}}, \quad (14.79)$$

где  $\tau_s$  — предел текучести при сдвиге;  $\sigma_s$  — предел текучести при растяжении.

Оценим второй член в правой части (14.78), приняв  $\mu = 0,3$ ,  $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ ,  $\omega = 314 \text{ рад/с}$ ,  $r_0 = 0,25 \text{ м}$  (типичные значения):

$$\begin{aligned} 0,25(1 - \mu) \rho \omega^2 r_0^2 &= 0,25 \cdot 0,7 \cdot 7800 \cdot (314 \cdot 0,25)^2 = \\ &= 8,41 \cdot 10^6 \text{ Па} = 8,41 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Полученное значение в десятки раз меньше разницы  $\sigma_{\theta 0} - \sigma_{r 0}$ . Например, по рис. 14.38  $\sigma_{\theta 0} - \sigma_{r 0} = 401 + 46 = 447 \text{ МПа}$ , т.е. при изменении частоты вращения поправка меняется от 0 (при  $\omega = 0$ ) до 2 % (при  $\omega = \omega_{ном}$ ). Это означает, что левая часть (14.78), т.е. величина  $\tau_{max}$ , практически постоянна при любой частоте вращения ( $0 \leq n \leq n_{oc}$ ). Следовательно, диск с посадкой на валу имеет практически постоянный коэффициент запаса прочности [см. (14.79)]

$$n_\tau \approx \frac{\sigma_s r_0}{E u_0} \quad (14.80)$$

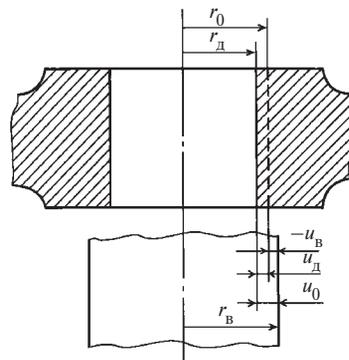


Рис. 14.39. Втулка диска перед посадкой его на вал

в диапазоне от нулевой до освобождающей частоты вращения. Это означает, что при работе турбины повышение частоты вращения сверх номинального значения вплоть до  $n = n_{oc}$  не влияет на прочность насадных дисков. Кратковременное повышение частоты вращения в эксплуатации неизбежно, например, при опробовании предельных выключателей, сбросах нагрузки и других переходных режимах.

Однако даже непродолжительное вращение ротора с частотой, близкой к освобождающей частоте, может привести к последующей увеличенной его вибрации вследствие механической нестабильности, возникающей после ослабления посадки дисков и неравномерного «схватывания» вала дисками при снижении частоты вращения до номинальной.

Механическая нестабильность характерна для роторов с дисками, имеющими широкую ступицу.

**Пример 14.11.** Диск посажен на вал с натягом  $u_0 = 0,5$  мм. Требуется определить коэффициент запаса прочности диска, если  $r_0 = 0,25$  м;  $E = 2,16 \cdot 10^5$  МПа;  $\sigma_s = 680$  МПа (сталь 34ХН1М при 20 °С).

**Решение.** По (14.80) получаем

$$n_\tau = \frac{680 \cdot 0,25}{2,16 \cdot 10^5 \cdot 0,0005} = 1,574.$$

Найденное  $n_\tau$  находится на нижней границе допустимых значений.

Для каждого диска имеется следующая связь между натягом  $u_0$  и освобождающей частотой вращения:

$$u_0 = r_0 s'_{\theta 0} (n_{oc}/n_0)^2/E, \quad (14.81)$$

где  $s'_{\theta 0} = s_{\theta 0} - 0,25(1 - \mu)\rho\omega_0^2 r_0^2$ ;  $s_{\theta 0}$  — окружное напряжение на поверхности расточки диска при отсутствии контактного давления при рабочей частоте вращения.

Поскольку  $s'_{\theta 0}$  для каждого диска есть величина постоянная (определяемая расчетом), то по формуле (14.81) можно определить значение натяга при любой освобождающей частоте, и наоборот.

Формула (14.81) непосредственно следует из (14.78), если последнюю применить к состоянию диска при освобождающей частоте вращения. Полагая в (14.78)  $\omega = \omega_{oc}$ , имеем (по смыслу) контактное напряжение  $\sigma_{r0} = 0$ , окружное напряжение  $\sigma_{\theta 0}$ , равное напряжению на поверхности расточки свободно вращающегося диска при  $\omega = \omega_{oc}$ :

$$\sigma_{\theta 0}(\omega_{oc}) = \sigma_{\theta 0}(\omega_0)(\omega_{oc}/\omega_0)^2 = s_{\theta 0}(\omega_{oc}/\omega_0)^2,$$

где  $\sigma_{\theta 0}(\omega_0) = s_{\theta 0}$  — напряжение в свободно вращающемся диске при номинальной скорости  $\omega$ . Последняя зависимость очевидна: напряжения (любые) в свободно

вращающемся диске пропорциональны квадрату угловой скорости.

Для диска (см. рис. 14.38) получено значение  $s'_{\theta 0} = 315$  МПа, и если принять  $u_0 = 0,5$  мм, то из (14.81) найдем

$$\frac{n_{oc}}{n_0} = \left( \frac{2,16 \cdot 10^5 \cdot 0,0005}{0,25 \cdot 315} \right)^{1/2} = 1,17.$$

Обычно принимают определенное значение  $n_{oc}/n_0 \geq 1,15$  и по нему находят натяг. В соответствии с рекомендацией Международной электротехнической комиссии следует условие  $n_{oc}/n_0 \geq 1,2$ .

Выполнение рекомендации МЭК в рассматриваемом примере приводит к необходимости увеличения натяга пропорционально  $n_{oc}^2$ , т.е. до  $u'_0 = 0,5 \cdot (1,2/1,17)^2 = 0,526$ , и к некоторому снижению коэффициента запаса прочности: до величины

$$n'_\tau = 1,574(1,17/1,2)^2 = 1,496.$$

Из зависимости (14.78) можно получить закон изменения контактного давления при изменении частоты вращения в виде

$$\frac{q}{q_0} = \frac{(n_{oc}/n_0)^2 - (n/n_0)^2}{(n_{oc}/n_0)^2 - 1} \quad (0 \leq n \leq n_{oc}), \quad (14.82)$$

где  $q$  — контактное давление на поверхности посадки при любой частоте  $n$ ;  $q_0$  — то же при номинальной частоте  $n = n_0$ .

**Пример 14.12.** Для рассматриваемого диска рассчитать контактное давление на поверхности посадки при остановленном роторе и  $n_{oc}/n_0 = 1,2$ .

**Решение.** Приняв  $q_0 = 46$  МПа, по (14.82) найдем

$$q = 46 \frac{1,2^2}{1,2^2 - 1} = 150 \text{ МПа.}$$

В остановленном роторе контактное давление на поверхности расточки в данном случае более чем в 3 раза превышает его значение при номинальной частоте вращения.

В дисках *сварного ротора* (см. рис. 11.5) не делают центральных отверстий, распределение напряжений по радиусу в них наиболее благоприятное из всех типов роторов. Профиль диска может быть выполнен такой формы, что напряжения в нем постоянны по радиусу и одинаковы:  $\sigma_r = \sigma_\theta = \sigma_0$  — постоянная величина. Соответствующий диск называется *диском равного сопротивления*. Диски сварных роторов по форме выполняются такими же, что и диск равного сопротивления, или близкими

к нему. Профиль диска равного сопротивления выражается зависимостью

$$h/h_1 = e^{v(1-r^2/r_1^2)} \quad [v = \rho\omega^2 r_1^2 / (2\sigma_0)], \quad (14.83)$$

где  $h$  — текущая толщина диска;  $h_1$  — толщина диска на периферийном радиусе  $r_1$ ;  $\sigma_0$  — напряжение в диске ( $\sigma_r = \sigma_\theta = \sigma_0$ ).

Сваривание дисков производится по перемычкам, представляющим собой участки цилиндрических оболочек (см. рис. 11.5). Радиусы перемычек выбирают из условия, чтобы радиальное смещение перемычки  $u_\Pi$  под действием центробежных сил при вращении и радиальное смещение диска в месте его стыковки с перемычкой  $u_d$  были одинаковы. Это условие обеспечивает отсутствие изгибающих моментов и перерезывающих сил в перемычке и, следовательно, в сварном шве.

Равенство радиальных смещений перемычки и диска в месте их стыковки запишем в виде

$$u_\Pi = u_d,$$

где

$$\frac{u_\Pi}{r_{св}} = \frac{\sigma_\Pi}{E} = \frac{\rho\omega^2 r_{св}^2}{E}; \quad (14.84)$$

$$\frac{u_d}{r_{св}} = \frac{1}{E}(\sigma_0 - \mu\sigma_0). \quad (14.85)$$

Здесь  $r_{св}$  — радиус перемычки (место сварного шва). Приравняв правые части (14.84), (14.85) и решая получающееся уравнение относительно  $r_{св}$ , имеем

$$r_{св} = \left( \frac{\sigma_0(1-\mu)}{\rho\omega^2} \right)^{1/2}. \quad (14.86)$$

Отметим, что условие  $u_\Pi = u_d$ , выполненное при номинальной частоте вращения, остается справедливым при любой частоте, в частности при остановленном роторе, т.е. при выборе места сварного шва по (14.86) он оказывается свободным от изгибающих моментов и перерезывающих сил при любой частоте вращения.

**Пример 14.13.** Определить профиль диска и месторасположение перемычки в сварном роторе при следующих условиях.

Принять в диске равного сопротивления  $\sigma_r = \sigma_\theta = \sigma_0 = 250$  МПа, что при  $\sigma_s = 500$  МПа дает  $n_s = 2$ .

Нагрузка от лопаток  $h_1\sigma_{r1} = 10,5$  МПа·м, она соответствует нагрузке насадного диска (см. рис. 14.38).

Радиус диска  $r_1 = 0,6$  м;  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>;  $\omega = 314,16$  рад/с.

**Решение.** Находим толщину диска сварного ротора на периферии

$$h'_1 = \frac{h_1\sigma_{r1}}{\sigma'_{r1}} = \frac{10,5}{250} = 0,042 \text{ м} = 42 \text{ мм}.$$

Предварительно получаем

$$v = \rho\omega^2 r_1^2 / (2\sigma_0) = 7800 \cdot (314,16 \cdot 0,6)^2 / (500 \cdot 10^6) = 0,5543.$$

По (14.83) определяем толщину диска в центре:

$$h_0 = h(r=0) = 0,042 e^{0,5543} = 0,073 \text{ м} = 73 \text{ мм}.$$

Расположение перемычки находим по (14.86), принимая  $\mu = 0,3$ :

$$r_{св} = \left( \frac{250 \cdot 10^6 (1-0,3)}{7800 \cdot 314,16^2} \right)^{1/2} = 0,477 \text{ м}.$$

Как видно из простого примера, диск сварного ротора можно выполнить тонким при высоком коэффициенте запаса прочности, что достигается отсутствием центральной расточки и посадки диска на вал.

*Цельнокованные роторы* выполняются, как правило, для ЦВД и ЦСД, где температура пара максимальна. Однако и для ЦНД цельнокованные роторы в последнее время находят все большее распространение (см. рис. 11.6). В случае выполнения ротора без центрального канала он представляет собой вращающийся цилиндр, для которого напряжения выражаются зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_{r1} + a_r(r_1^2 - r^2); \\ \sigma_\theta &= \sigma_{r1} + a_r\left(r_1^2 - \frac{a_\theta}{a_r} r^2\right); \\ \sigma_z &= \frac{\mu}{4(1-\mu)} \rho\omega^2 (r_1^2 - 2r^2), \end{aligned} \right\} \quad (14.87)$$

где  $a_r = \frac{3-2\mu}{8(1-\mu)} \rho\omega^2$ ;  $\frac{a_\theta}{a_r} = \frac{1+2\mu}{3-2\mu}$ ;  $r_1$  — радиус цилиндра;  $\sigma_{r1}$  — осредненное радиальное напряжение на радиусе  $r_1$ .

**Пример 14.14.** Оценить напряжение в цельнокованом роторе, изображенном на рис. 11.6, в зоне последней ступени, приняв приведенное напряжение в зоне последней ступени  $\sigma_{r1} = 110$  МПа (по оценке);  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>;  $\mu = 0,3$ ;  $r_1 = 0,61$  м. Оценить запас прочности, если предел текучести материала  $\sigma_s = 500$  МПа.

**Решение.** Подставляя известные величины в формулы (14.87), получаем расчетные соотношения:

$$\sigma_r = 110 + 122,8 \left( 1 - \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right);$$

$$\sigma_\theta = 110 + 122,8 \left( 1 - \frac{2}{3} \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right);$$

$$\sigma_z = 30,7 \left( 1 - 2 \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \right).$$

По полученным зависимостям составим табл. 14.2. В последней строке табл. 14.2 приведены значения интенсивности напряжений, определяемые по зависимости

$$\sigma_* = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2]^{1/2}.$$

На рис. 14.40 представлены графики распределений напряжений в цельнокованом роторе, из которых видно, что в цельнокованом роторе без центрального канала напряжения по радиусу меняются достаточно плавно. По одной из теорий прочности критерием является интенсивность напряжений (так называемое октаэдрическое напряжение). Как видно,  $\sigma_*$  меняется по радиусу мало, в определенном смысле можно признать, что цельнокованный ротор без центрального канала близок к условиям равнопрочности.

Определим коэффициент запаса по пределу текучести по состоянию в центре ротора:

$$n_s = \sigma_{0,2} / \sigma_{*0} = 500 / 202,1 \approx 2,5,$$

что является вполне допустимым (с запасом).

Таблица 14.2. Напряжения в цельнокованом роторе, МПа

Напряжение	$r/r_1$				
	0	0,25	0,5	0,75	1,0
$\sigma_r$	232,8	225,1	202,1	163,7	110
$\sigma_\theta$	232,8	227,7	212,3	186,7	150,9
$\sigma_z$	30,7	26,9	15,3	-3,8	-30,7
$\sigma_*$	202,1	199,5	192,1	180,1	165,0

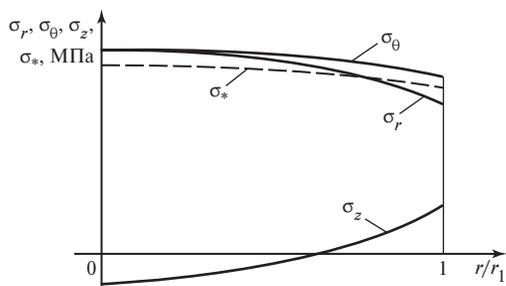


Рис. 14.40. Распределения напряжений в цельнокованом РНД без центрального канала

Если в цельнокованом роторе выполняется центральный канал (для удаления наименее качественного материала и для контроля качества материала в наиболее рискованной области слитка), то напряженное состояние ротора в зоне центрального канала резко отличается от состояния рассмотренного ротора. На поверхности центрального канала  $\sigma_{r0} = 0$ , окружное напряжение возрастает примерно вдвое:  $\sigma'_{\theta 0} = 2\sigma_{\theta 0}$ , осевое напряжение практически не меняется. При этом интенсивность напряжений на поверхности канала станет  $\sigma'_{*0} \approx 451$  МПа, и коэффициент запаса будет недопустимо низким:

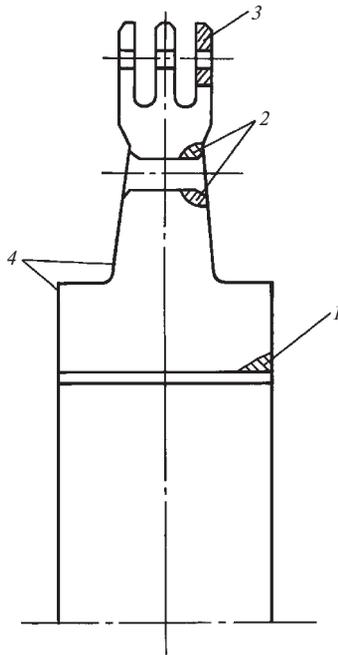
$$n'_s = 500 / 451 \approx 1,1.$$

Поэтому РНД с предельно длинными лопатками стремятся выполнять без центрального канала.

**Трещиностойкость дисков в условиях коррозионной среды.** Коррозионное растрескивание под напряжением роторов паровых турбин проявляется в эксплуатации, как правило, в роторах с насадными дисками, находящимися в зоне фазового перехода от перегретого пара к влажному.

Коррозионное растрескивание под напряжением есть процесс зарождения и развития трещины, протекающий при постоянной нагрузке и умеренной температуре (без ползучести). Главными факторами, определяющими зарождение и развитие трещины, являются композиционный состав и термообработка материала, температура эксплуатации, уровень напряжений и агрессивность окружающей среды.

Для дисковых и роторных сталей существенное влияние на КРН оказывает термообработка. При этом чем выше предел текучести, на который проведена термообработка, тем больше склонность стали к КРН. Причинами преимущественной подверженности КРН насадных дисков являются: во-первых, высокий уровень напряжений в них в таких местах, как зоны посадочной поверхности и особенно шпоночного паза, разгрузочных отверстий в дисках, замковых соединений (рис. 14.41); во-вторых, конструктивные особенности роторов, проявляющиеся в том, что в них имеются проходы, в которых движение пара происходит с малыми и переменными скоростями. При переменном режиме работы турбины зона фазового перехода мигрирует по проточной части, некоторые ступени попеременно попадают то в область перегретого, то в область влажного пара. При этом в проходах шпоночных пазов, разгрузочных отверстий, в камерах между дисками и диафрагмами, в щелях замковых соединений происходит попеременное подсушивание и увлажнение поверхностей. Это приводит к концентрированию коррозионно-активных растворов и образованию на поверхностях деталей жидких и твердых пленок, содержащих коррозионно-активные вещества высокой концентрации, вызывающие



**Рис. 14.41. Зоны преимущественного трещинообразования в дисках (по приоритету):**

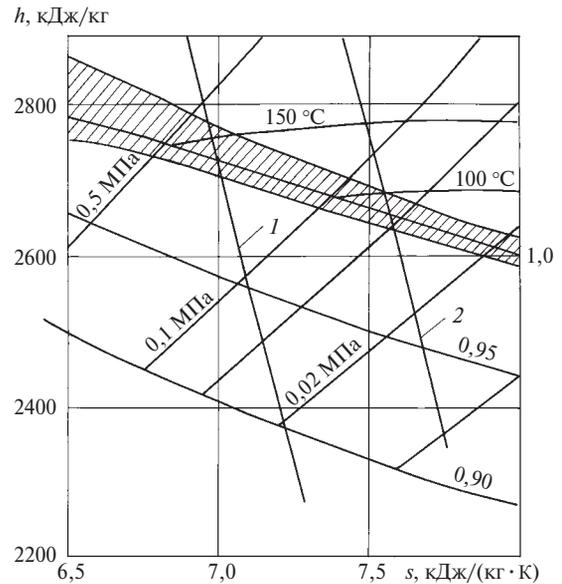
1 — шпоночный паз; 2 — разгрузочные отверстия; 3 — обод диска около отверстий под заклепки; 4 — поверхность полотна и ступицы

при высоких напряжениях интенсивный рост коррозионного растрескивания.

Повышение температуры среды вызывает снижение стойкости к коррозионному растрескиванию. Поэтому КРН в дисках наблюдается преимущественно в турбинах без промежуточного перегрева пара. В этих турбинах область фазового перехода располагается в диапазоне температуры 120—140 °С, в то время как в турбинах с промежуточным перегревом эта область лежит в диапазоне 70—80 °С. На рис. 14.42 в  $h, s$ -диаграмме показана (заштрихована) зона образования коррозионно-активных растворов высокой концентрации.

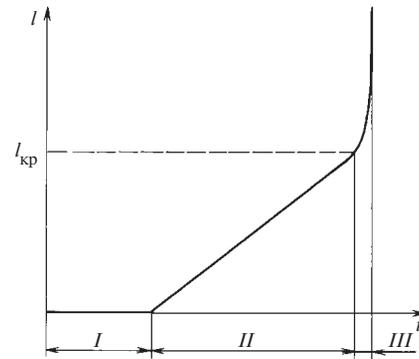
Из рисунка видно, что линии расширения пара пересекают зону образования коррозионно-активных растворов при заметно разных температурах в случаях турбин с промежуточным перегревом пара и без него. Основными коррозионно-активными примесями (загрязнениями) являются щелочи (NaOH, KOH), соли (NaCl и др.), кислоты (угольная, кремниевая и др.). Концентрированные растворы этих веществ в виде капель образуются при расширении пара в зоне фазового перехода несколько выше и ниже линии насыщения.

Главными определяемыми параметрами для КРН при конкретной обстановке являются: дли-



**Рис. 14.42. Зона образования коррозионно-активных растворов высокой концентрации (заштрихована) и процессы расширения пара в  $h, s$ -диаграмме:**

1 — в турбинах без промежуточного перегрева пара; 2 — в турбинах с промежуточным перегревом пара; 1,0; 0,95; 0,90 — линии постоянной сухости пара



**Рис. 14.43. Процесс зарождения и развития коррозионной трещины под напряжением:**

I — инкубационный период (трещина отсутствует); II — период постепенного подрастания трещины при постоянной нагрузке; III — быстрое распространение трещины до разрушения детали

тельность инкубационного периода  $\tau_{\text{инк}}$  — времени от первоначального нагружения детали до появления макротрещины размером порядка диаметра зерна; скорость распространения трещины  $dl/dt$  ( $l$  — глубина трещины); критический размер трещины  $l_{\text{кр}}$ .

В общем случае процесс повреждения детали при КРН можно разделить на три этапа (рис. 14.43). Первый этап — инкубационный период, второй

этап — постепенное увеличение трещины до критического размера  $l_{кр}$ , третий этап — быстрое (со скоростью звука в материале) развитие трещины, приводящее к разрушению детали.

Инкубационный период в первую очередь зависит от напряжений. На рис. 14.44 по данным фирмы АВВ показано влияние напряжений и среды на инкубационный период для дисковой стали марки 20ХЗНМ. На рисунке представлены также отечественные опытные данные по оценке инкубационного периода для дисков ступеней турбин типов Т-50-12,8 и Т-100-12,8 производства ТМЗ. Анализ проведен для большого числа дисков, находившихся в эксплуатации, и характеризует уровень  $\tau_{инк}$ , а также косвенно отражает коррозионную активность среды в реальных условиях эксплуатации. Как видно, для названных дисков инкубационный период находится в пределах 30—100 тыс. ч.

При заданных напряжениях второй важный параметр — скорость распространения трещин при КРН — существенно зависит от термообработки и конкретно от предела текучести материала  $\sigma_{0,2}$ , на который производится термообработка. Влияние  $\sigma_{0,2}$  на скорость распространения трещин представлено на рис. 14.45 (по данным фирмы АВВ). Там же приведены данные обследования дисков отечественных турбин, из которых следует, что скорость распространения трещин в условиях эксплуатации турбин Т-50-12,8 и Т-100-12,8 составляет порядка  $v = 10^{-10}$  м/с.

Третий важный параметр — критический размер трещины  $l_{кр}$  — определяется, во-первых, уровнем номинальных напряжений и, во-вторых, коэффициентом вязкости разрушения  $K_{Ic}$ . Связь между ними

представима в виде основного соотношения механики разрушения

$$\mu \sigma \sqrt{\pi l_{кр}} = K_{Ic}, \quad (14.88)$$

где  $\mu$  — некоторый безразмерный коэффициент, зависящий в первую очередь от формы детали и формы и типа трещины, а также от относительного размера трещины;  $\sigma$  — номинальное растягивающее напряжение, перпендикулярное плоскости трещины.

Коэффициент вязкости разрушения  $K_{Ic}$  — характеристика материала, определяемая экспериментально и приводимая в справочниках по свойствам материалов. Он зависит также от вида напряженного состояния. Минимальное значение  $K_{Ic}$  наблюдается для плоской деформации, в этом случае коэффициент обозначается  $K_{Ic}$ .

В практике эксплуатации теплофикационных турбин трещинообразование возникло в массовом количестве в середине 80-х годов прошлого столетия после того, как введенные турбины Т-50 и Т-100 отработали 30—100 тыс. ч.

Проведенные обстоятельные исследования показали, что для повышения трещиностойкости дисков надлежит применять следующие меры:

- снижение концентрации напряжений, в частности отказ от осевых шпонок и применение торцевых шпонок;
- применение сталей с пониженным пределом текучести;
- поддержание чистоты пара на нормативном уровне;

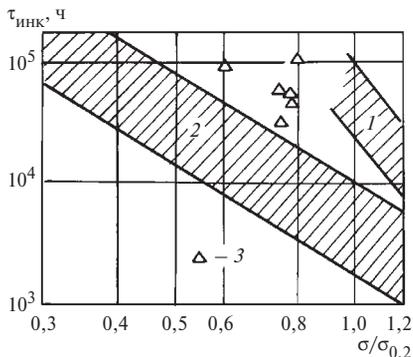


Рис. 14.44. Инкубационный период для дисковой стали марки 20ХЗНМ:

1 — в среде чистого пара; 2 — в 28—35 %-ном растворе NaCl (1 и 2 — по данным фирмы АВВ); 3 — опытные точки по эксплуатационным данным для серии турбин

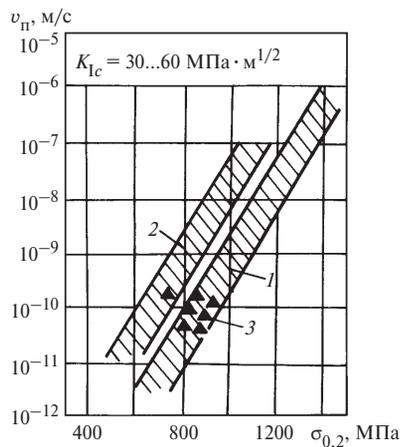


Рис. 14.45. Скорость роста трещины при коррозионном рас- трескивании под напряжением стали марки 20Х2Н1М при различном значении предела текучести в двух средах:

1 — испытания образцов в деаэрированной воде при 100 °С; 2 — испытания в 28 %-ном азрированном растворе NaOH при 110 °С; 3 — опытные точки по эксплуатационным данным для серии турбин

ввод добавок — пленкообразующих веществ, например октадециламина (ОДА), для отмыва поверхностей и защиты их от коррозионно-активных отложений;

местная подача перегретого пара в камеры перед дисками и за ними в целях предотвращения контакта поверхностей дисков с коррозионно-активными растворами в зоне фазового перехода.

В периоды остановки турбины производится проверка дисков, рабочих лопаток и хвостовых соединений в целях обнаружения трещин в них, для чего существуют различные методы, в частности метод ультразвуковой дефектоскопии, позволяющий обнаруживать поверхностные и глубинные трещины размером не менее 3 мм.

Наилучшим способом повышения надежности турбин при обнаружении трещин в дисках является замена поврежденных деталей на новые. Тем не менее разработаны и применяются методы ремонта поврежденных дисков. В некоторых случаях производят выборку металла в месте трещины. Возможности и способы ремонта деталей с трещинами регламентируются циркулярами.

**Пример 14.15.** При инспекции диска обнаружена трещина в зоне осевого шпоночного паза (см. рис. 14.41, зона 1). Номинальные напряжения в этом месте  $\sigma_{\theta} = 510$  МПа, предел текучести материала диска (сталь 34ХН3М)  $\sigma_{0,2} = 850$  МПа, коэффициент вязкости разрушения  $K_{Ic} = 136$  МПа $\cdot$ м<sup>1/2</sup>. Глубина трещины  $l_{нач} = 10$  мм.

Требуется ориентировочно определить критический размер трещины  $l_{кр}$  и время достижения трещиной критического размера.

**Решение.** Приняв оценочно  $\mu = 1$  и  $K_c = K_{Ic} = 136$ , из условия (14.88) найдем критический размер:

$$l_{кр} = \frac{1}{\pi} \left( \frac{K_{Ic}}{\sigma_{\theta}} \right)^2 = \frac{1}{\pi} \left( \frac{136}{510} \right)^2 = 0,164 \text{ м.}$$

Оценив по рис. 14.45 скорость распространения трещины  $v = 10^{-10}$  м/с, вычислим время до разрушения:

$$\tau_{разр} = \frac{l_{кр} - l_{нач}}{v} = \frac{0,164 - 0,01}{10^{-10}} = 0,154 \cdot 10^{10} \text{ с} \approx 428 \text{ тыс. ч.}$$

Приняв коэффициент запаса по времени порядка 10, придем к заключению, что диск с такой трещиной можно эксплуатировать в течение около 50 тыс. ч.

При проведении анализа ситуации с трещинообразованием в 80-х годах были случаи обнаружения трещин глубиной до 20 мм. При этом ни один диск не разрушился. Консервативно, учитывая результаты проверки, можно считать глубину трещины 20 мм допустимой.

Если это так, то рассматриваемый диск с трещиной  $l_{нач} = 10$  мм можно эксплуатировать в течение дополнительного периода

$$\tau_{доп} = \frac{0,02 - 0,01}{10^{-10}} = 10^8 \text{ с} \approx 28 \text{ тыс. ч.}$$

Вследствие значительных повреждений турбины в случае разрушения одного диска (как показал опыт эксплуатации английской ТЭС Hincly-Point) обычно предпочитают не доверять ориентировочным оценкам остающейся долговечности и заменять диски при трещинах глубиной более 10 мм, а иногда и при меньшей их глубине.

**Трещинообразование в роторах низкого давления в зонах фазового перехода.** Как было ранее отмечено, переменные изгибные напряжения от собственного веса при правильном монтаже и нормальных условиях эксплуатации имеют столь малое значение (амплитуду), что не должны представлять опасность возникновения усталости. Однако реальные нештатные условия могут существенно повлиять на прочность роторов и привести к многочисленным их повреждениям.

Характерным примером такой осложненной ситуации является трещинообразование в ряде роторов турбин типа ПТ-135/160-12,8 (и некоторых других).

Во время проведения в июле 2003 г. ремонта комбинированного ротора среднего-низкого давления (РСНД) турбины этого типа на Волжской ТЭЦ была обнаружена кольцевая трещина на валу сборной части ротора между дисками последней и предпоследней ступеней. Часть НД — три последние ступени турбины ПТ-135 унифицированы почти полностью с одним потоком турбины Т-250/300-23,5, чертеж отсека которой изображен на рис. 11.1. Различие отсеков в сравниваемых турбинах состоит только в том, что рабочие лопатки последних ступеней имеют разную длину рабочей части: у турбины Т-250 она составляет 940 мм, а у турбины ПТ-135 — 830 мм (получена подрезкой лопатки длиной 940 мм).

До момента обнаружения трещины турбина имела наработку 184 тыс. ч и число пусков 114. Кольцевая трещина глубиной более 35 мм начиналась от угла канавки под упорное кольцо между предпоследним и последним дисками.

В последующее время (около двух лет) при инспекции 19 турбин этого типа на 11 из них были обнаружены аналогичные трещины различной глубины (до и более 25 мм). В одном случае на Карагандинской ТЭЦ на одной из турбин этого типа была обнаружена кольцевая трещина, занимавшая более 90 % поперечного сечения. Ротор после выемки и установки его на козлы разломился по этой трещине. Турбина имела наработку 154 тыс. ч.

На рис. 14.46 показан РСНД, трещины образовывались в первую очередь в канавках вала между дисками 24-й и 25-й ступеней, в нескольких слу-

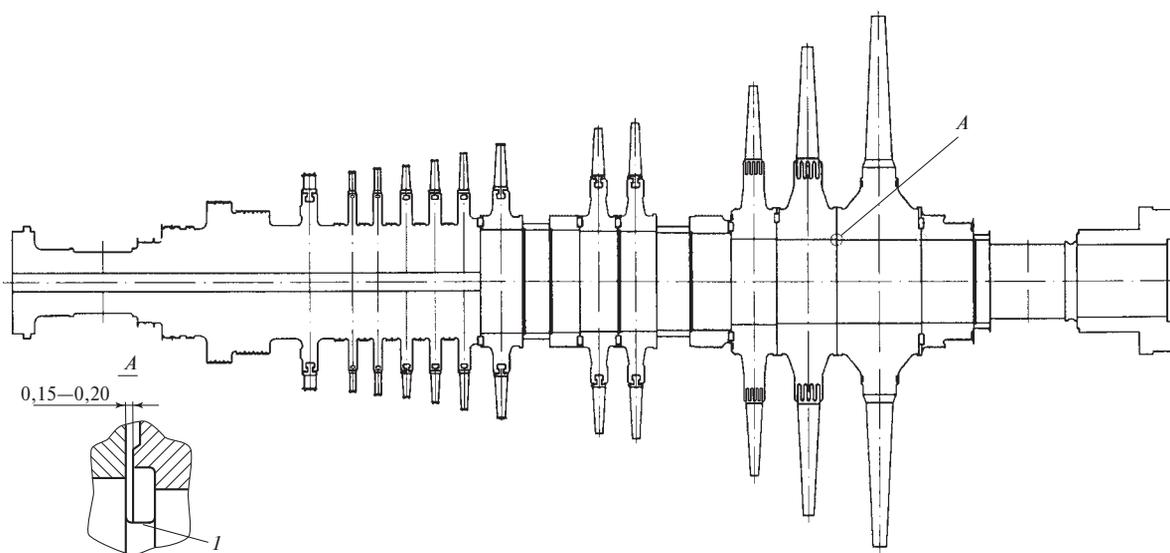


Рис. 14.46. Ротор турбины ПТ-135/160-12,8:

*A* — места возникновения и развития трещин; *I* — канавка вала (разъемное кольцо не показано)

чаях трещины были обнаружены в канавках за диском последней ступени.

Из 11 роторов с трещинами — шесть забракованы, один разрушился на козлах, четыре отремонтированы. В восьми турбинах трещины в РСНД не обнаружены. В числе неповрежденных турбин были такие, у которых наработка составляла от 83 до 172 тыс. ч.

Первичной причиной появления трещин в канавках, несомненно, явились переменные напряжения, вызванные изгибающим моментом от собственного веса ротора. Трещинообразование наблюдалось в зоне фазового перехода, трещины имели усталостное происхождение, поэтому повреждения обусловлены коррозионной усталостью. Галтели кольцевых канавок создавали концентраторы напряжений.

Кривая долговечности коррозионной усталости в отличие от обычной кривой для сталей в нейтральных средах не имеет явно выраженного предела усталости, или предел усталости появляется при значительно больших числах циклов  $N_p$  ( $10^8$ — $10^9$ ), его значение ниже обычного предела усталости для соответствующего материала в нейтральной среде и существенно зависит от состава и концентрации коррозионно-активных веществ в рабочей среде.

Снижение усталостной прочности материала в коррозионно-активных средах происходит вследствие адсорбции и диффузии коррозионно-активных примесей в поверхностный слой детали.

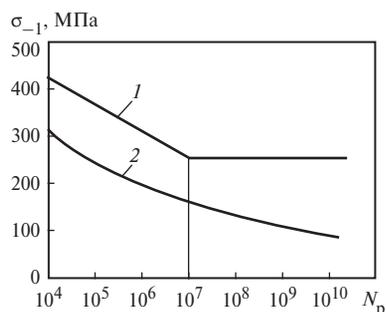


Рис. 14.47. Характеристики усталости стали в нейтральной и коррозионно-активных средах:

*1* — испытания на воздухе; *2* — испытания в коррозионно-активной среде

На рис. 14.47 дано качественное сравнение кривых долговечности для материала в нейтральной и коррозионно-активных средах.

**Пример 14.16.** Попробуем оценить усталостную прочность РСНД турбины ПТ-135 по условиям для сечения с канавкой под упорное кольцо между дисками 24-й и 25-й ступеней под действием циклических напряжений от собственного веса ротора в предположении нейтральной среды, штатного монтажа.

Заданы следующие величины (рис. 14.48):

масса ротора 30 700 кг;

длина ротора  $L = 6,860$  м;

расстояние от правой опоры до рассматриваемого сечения  $l_{II} = 1,226$  м;

диаметр вала по дну канавки  $d_k = 0,475$  м;

диаметры вала слева и справа от канавки  $d_{л} = 0,493$  м,  $d_{п} = 0,490$  м.

На рис. 14.48 показана упрощенная схема нагружения вала за счет собственного веса: весовая нагрузка принимается равномерной, моменты от концевых частей (муфт) не учитываются.

**Решение.** Рассчитаем погонную нагрузку от собственного веса:

$$q = \frac{G}{L} = \frac{30\,700 \cdot 9,81}{6,86} = 43\,902 \text{ Н/м.}$$

Значения реакций при принятых предположениях составляют

$$R_1 = R_2 = \frac{G}{2} = \frac{30\,700 \cdot 9,81}{2} = 150\,584 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в сечении  $I-I$

$$M = R_2 l_{п} - \frac{q l_{п}^2}{2} = 150\,584 \cdot 1,226 - 0,5 \cdot 43\,902 \cdot 1,226^2 = 151\,622 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент сопротивления по диаметру дна канавки (влиянием центрального канала пренебрегаем)

$$W = \frac{\pi d_{к}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,475^3}{32} = 0,01052 \text{ м}^3.$$

Номинальное напряжение изгиба в сечении  $I-I$

$$\sigma_{н} = \frac{M}{W} = \frac{151\,622}{0,01052} = 14,413 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 14,4 \text{ МПа.}$$

Теоретический коэффициент концентрации по разным данным:

$$\alpha_{\sigma} = 2,4 \dots 2,7.$$

Принимаем максимальное значение  $\alpha_{\sigma} = 2,7$ . Амплитуда переменного напряжения в месте концентрации

$$\sigma_a = \alpha_{\sigma} \sigma_{н} = 2,7 \cdot 14,4 = 38,9 \text{ МПа.}$$

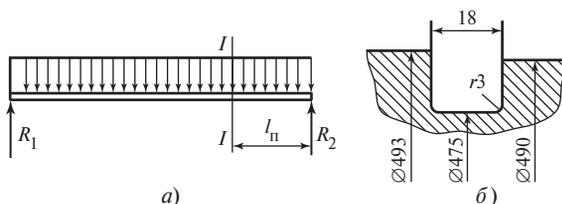
Для стали Р2М при  $\sigma_{0,2} = 680$  МПа оценим предел усталости по минимуму

$$\sigma_{-1} = 0,3 \sigma_{0,2} = 204 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса по пределу усталости

$$n_f = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} = \frac{204}{38,9} = 5,24.$$

В расчете величина  $\sigma_a$  принималась по максимуму, а предел усталости — по минимальной оценке. Следова-



**Рис. 14.48. К расчету статического изгиба ротора:**  
а — схема нагружения ротора; б — размеры канавки и вала

тельно, коэффициент запаса  $n_f \geq 5,24$ , т.е. более чем достаточный при принятых нами идеальных условиях.

В действительности, как отмечалось, на разных станциях при одинаковых штатных условиях результаты инспекции показали совершенно разные повреждения роторов — от полного отсутствия трещин до развития трещин по всему сечению ротора.

В числе причин этого на первом месте следует считать разные степени загрязнения пара коррозионно-активными веществами, далее — различия в качестве монтажа и вибрационных напряжениях, т.е. в качестве эксплуатации (балансировка и пр.).

В числе факторов, способствующих возникновению и развитию кольцевых трещин, следует отметить недостаточную отстройку валопровода турбин ПТ-135/165-12,8 от крутильных колебаний по отношению к крутильным возбуждениям с частотой  $2n = 100$  Гц. По свидетельству Е.В. Урьева, одна из форм (третья) крутильных колебаний валопровода имеет частоту (по расчету УТЗ), практически совпадающую с частотой возбуждения 100 Гц, и при этом в опасном сечении (между 24-й и 25-й ступенями) имеет место максимум крутящего момента при колебаниях.

**Длительная прочность цельнокованых роторов.** Цельнокованные роторы высокого и среднего давления при температуре свежего и перегретого пара около 540 °С имеют в высокотемпературной части температуру металла свыше 500 °С (до 525—530 °С). При значительных напряжениях, обусловленных вращением, низколегированные стали, из которых изготавливаются цельнокованные роторы, подвержены ползучести. В условиях развития ползучести материал повреждается во времени, в нем появляются поры, превращающиеся в микро-, а затем и макротрещины. Макротрещина может подрастать, достигая критического размера, при котором произойдет мгновенное разрушение детали по сечению с критической трещиной.

В практике паротурбостроения бывали случаи разрушения цельнокованных роторов вследствие ползучести по описанному механизму.

Процесс разрушения детали вследствие действия ползучести, подобно разрушению при КРН, можно разделить на три периода.

Первый период — инкубационный — от момента нагружения до появления трещины порядка размера зерна; второй период — развитие трещины до критического размера; третий мгновенный период — до разрушения детали.

Прочность материала в условиях ползучести характеризуется пределом длительной прочности  $\sigma_{д.п}$ , определение которому дано ранее. Опытные значения  $\sigma_{д.п}$  получают при испытании серии цилиндрических образцов из данного материала при различных, но постоянных во времени значениях нагрузки

(напряжений) при различной (но также постоянной во времени) температуре. Как характеристика данного материала предел длительной прочности есть функция двух величин: времени до разрушения  $t_p$  и температуры металла при испытаниях  $T$ , °C:

$$\sigma_{д.п} = f(t_p, T). \quad (14.89)$$

Опытные данные вида (14.89) приведены в справочниках по свойствам сталей. Зависимость (14.89) часто аппроксимируют функцией

$$t_p = B\sigma^{-b}, \quad (14.90)$$

где  $B$ ,  $b$  — постоянные (не зависят от напряжения), зависящие от температуры;  $\sigma = \sigma_{д.п}$  — предел длительной прочности.

Итак, смысл зависимости (14.89) или (14.90) состоит в следующем: образец из данного материала при растягивающем постоянном напряжении  $\sigma$  при постоянной температуре  $T$ , °C, разрушится через  $t_p$  часов.

Под «данным» материалом подразумевается материал (сталь) определенного химического состава и после определенной термообработки.

Совершенно очевидно, что если серию образцов (например, 10—20 образцов) подвергнуть испытаниям на длительную прочность при одинаковом для всех образцов напряжении  $\sigma$  и одинаковой температуре  $T$ , °C, то время до разрушения  $t_p$  у разных образцов серии вообще будет различным вследствие естественного разброса их свойств.

Время до разрушения есть величина случайная. Вследствие этого постоянные параметры  $B$ ,  $b$  в детерминированной зависимости (14.90) относятся к некоторым осредненным величинам, которые находят из серий испытаний образцов, применяя для обработки результатов метод наименьших квадратов.

Пример характеристик длительной прочности представлен на рис. 14.49, где показаны: средние

значения (найденные методом наименьших квадратов), а также нижняя и верхняя границы полосы разброса опытных данных.

Средние значения соответствуют 50 %-ной вероятности неразрушения ( $P = 50\%$ ). Смысл понятия вероятности неразрушения  $P = 50\%$  следующий. Если взять несколько (100) образцов из данного материала и нагрузить все образцы одинаковым напряжением (например, напряжением  $\sigma = 200$  МПа), соответствующим времени до разрушения  $t_p = 10^5$ , то 50 % образцов разрушится через время  $t > 10^5$  ч, а остальные 50 % — через  $t < 10^5$  ч, а среднее время до разрушения будет составлять около  $10^5$  ч.

Принято считать, что нижняя граница полосы разброса соответствует вероятности неразрушения  $P = 99\%$ , т.е. если взять 100 образцов и нагрузить их некоторым напряжением ( $\sigma = 180$  МПа), соответствующим времени до разрушения, например,  $10^5$  ч (см. рис. 14.49, линия 2), то из 100 образцов лишь один разрушится через  $10^5$  ч, а остальные 99 не разрушатся.

Для оценки длительной прочности цельнокованых роторов требуется сопоставить прочность материала, характеризуемую пределом длительной прочности  $\sigma_{д.п}$ , с некоторой характеристикой напряженного состояния ротора в опасных зонах. Сложность выбора характеристики напряженного состояния усугубляется тем, что напряжения в цельнокованом роторе (ЦКР) изменятся во времени вследствие явления ползучести.

Основные опасные зоны в ЦКР находятся в высокотемпературных частях РВД и РСД, т.е. около первых ступеней ЧВД и ЧСД. Эти зоны показаны на рис. 14.50. Они являются зонами концентрации напряжений.

При первоначальном нагружении ротор находится в упругих условиях (как правило). После достижения достаточно высоких температур в роторе начинается процесс перераспределения напряжений: в местах повышенных напряжений происходит их снижение (релаксация); в областях низких напряжений обычно наблюдается некоторое их увеличение. С течением времени происходит изменение напряженного состояния в высокотемпературной части ротора от упругого состояния до состояния установившейся ползучести. Состояние установившейся ползучести — это такое (предельное, достигаемое через неограниченное время) напряженное состояние, при котором напряжения и скорости деформации в каждой точке детали постоянны во времени. Для примера на рис. 14.51 представлены графики распределения номинальных напряжений  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_z$  и интенсивности напряжений

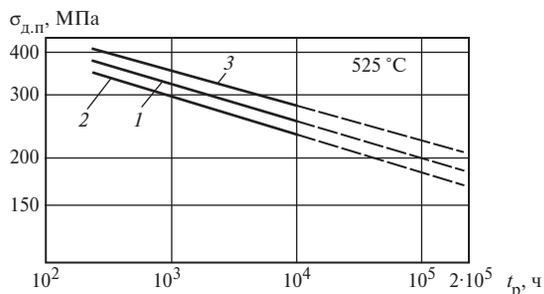


Рис. 14.49. Зависимость предела длительной прочности от времени до разрушения для стали Р2М (25Х1М1Ф) при температуре 525 °C:

1 — средние значения; 2 — нижняя граница полосы разброса; 3 — верхняя граница полосы разброса

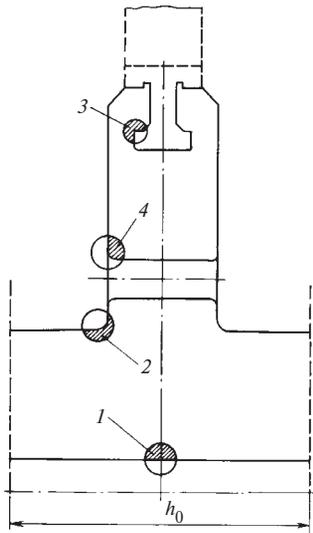


Рис. 14.50. Фрагмент цельнокованого ротора с указанием опасных зон:

1 — поверхность центрального канала ротора вблизи срединной плоскости первого диска ротора; 2—4 — зоны соответственно придисковой галтели, обода диска на внутренней галтели паза для крепления рабочих лопаток, разгрузочных отверстий

$\sigma_*$  в срединной плоскости диска для фрагмента РСД турбины К-800-23,5. Напряжения показаны для упругого состояния материала и для состояния установившейся ползучести.

Как видно из рисунка, при перераспределении в наибольшей степени снижаются напряжения  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_*$  на поверхности центрального канала.

Так, максимальное напряжение  $\sigma_\theta$  снижается от  $\sigma_\theta^{\text{упр}} \approx 160$  МПа и стремится к предельному значе-

нию  $\sigma_\theta^\infty \approx 110$  МПа в состоянии установившейся ползучести. Интенсивность напряжений изменяется от  $\sigma_*^{\text{упр}} \approx 155$  МПа до  $\sigma_*^\infty \approx 95$  МПа. Радиальные напряжения  $\sigma_r$  мало меняются во времени, а осевые напряжения  $\sigma_z$  несколько возрастают в переходном процессе от упругого к установившемуся состоянию.

Определяющим длительную прочность является (в зависимости от принимаемого критерия прочности) максимальное напряжение  $\sigma_\theta = \sigma_{\text{макс}}$ , либо интенсивность напряжений  $\sigma_*$ , либо их комбинация, например, в виде

$$\sigma_c = \frac{1}{2}(\sigma_{\text{макс}} + \sigma_*). \quad (14.91)$$

Исходя из гипотезы суммирования повреждений материала, претерпевающего переменные во времени напряжения, введено понятие эквивалентного напряжения, определяемого соотношением

$$\sigma_3 = \left( \frac{1}{\tau} \int_0^\tau [\sigma(t)]^b dt \right)^{1/b}, \quad (14.92)$$

где  $\tau$  — общее время работы материала;  $t$  — текущее время от начала работы;  $\sigma(t)$  — значимое напряжение ( $\sigma_{\text{макс}}$ ,  $\sigma_*$  или  $\sigma_c$ ) в зависимости от времени. Например, на рис. 14.52 дано предполагаемое по расчету изменение во времени максимального напряжения на поверхности центрального канала (см. рис. 14.50, зона 1) для РСД турбины К-800-23,5. Расчет выполнен по одной из гипотез ползучести.

Смысл введенного эквивалентного напряжения состоит в следующем. Напряжение  $\sigma_3$  есть постоянное напряжение, вызывающее такое же повреждение материала, какое вызывает переменное напря-

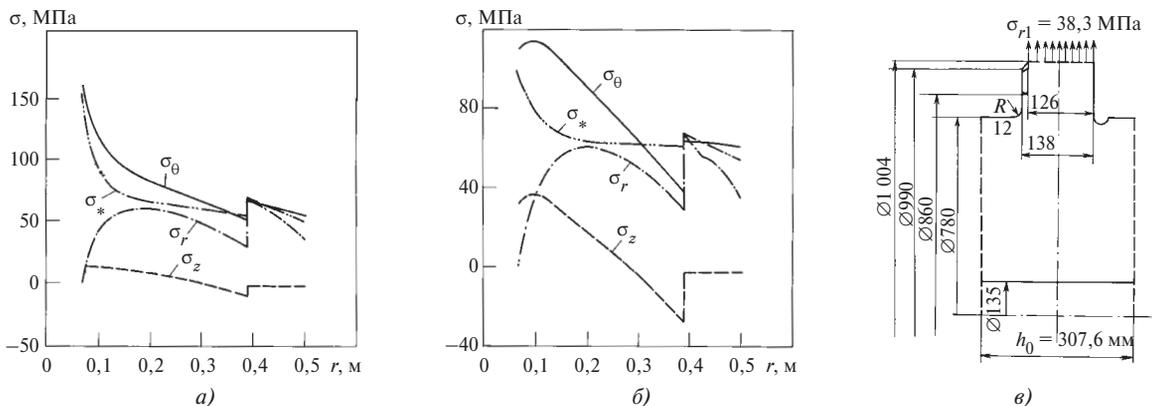


Рис. 14.51. Распределения по радиусу диска и вала номинальных упругих (а) и в состоянии установившейся ползучести (б) напряжений для первой ступени ЦСД турбины К-800-23,5; фрагмент РСД (в)

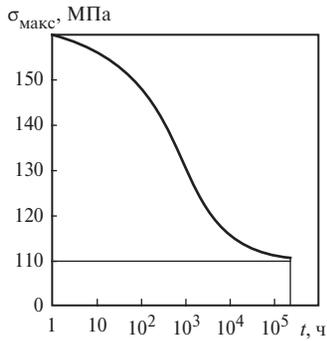


Рис. 14.52. Изменение максимального напряжения  $\sigma_{\text{макс}} = \sigma_{\theta}$  на поверхности центрального канала во времени для фрагмента РСД

жение  $\sigma(t)$  в опасной точке детали за одинаковое время  $\tau$ .

Поэтому условие прочности по состоянию материала в опасной точке через  $\sigma_3$  запишется в обычном (простом) виде

$$\sigma_3 - \sigma_{\text{д.п}} < 0. \quad (14.93)$$

Коэффициент запаса по длительной прочности будет иметь вид

$$n_{\text{д.п}} = \sigma_{\text{д.п}} / \sigma_3. \quad (14.94)$$

Строгих норм к выбору  $n_{\text{д.п}}$  не существует. В зависимости от тяжести последствий аварии вследствие исчерпания длительной прочности запас меняется в пределах

$$n_{\text{д.п}} = 1,1 \dots 1,6, \quad (14.95)$$

если  $n_{\text{д.п}}$  вычисляются по  $\sigma_{\text{д.п}}$  с вероятностью неразрушения  $P = 50\%$ .

Для вероятности  $P = 99\%$  следует принять допустимым  $n_{\text{д.п}} > 1$ , тем самым будет обеспечено условие: из 100 турбин данного типа, наработавших заданный срок (например,  $2 \cdot 10^5$  ч), не более чем одна получит в опасной зоне трещину порядка размера зерна, а остальные 99 турбин не будут иметь начальных трещин.

В табл. 14.3 приведены характеристики длительной прочности стали двух марок, из которой выполнены РВД и РСД большинства отечественных турбин.

Данные разных источников по значениям  $\sigma_{\text{д.п}}$  не совпадают. Приведенные в таблице сведения соответствуют отраслевому стандарту и, по-видимому, соответствуют вероятности неразрушения  $P = 50\%$ .

**Пример 14.17.** Оценим запас длительной прочности по состоянию на поверхности центрального канала РСД (см. зона I на рис. 14.50) при следующих заданных условиях. Температура фрагмента ЦКР считается постоянной

по всему объему и равной  $525^\circ\text{C}$ . Расчетные напряжения во фрагменте представлены на рис. 14.51. Срок службы ротора  $\tau = 10^5$  ч.

Закон изменения максимального напряжения  $\sigma_{\text{макс}} = \sigma_{\theta}$  на поверхности центрального канала во времени дан на рис. 14.52.

Показатель в законе длительной прочности (14.90) по оценке наклона прямых, данных на рис. 14.49, можно принять  $b = 9,5$ . Для решения задачи необходимо определить эквивалентное напряжение по (14.92), где дан график  $\sigma(t)$  на рис. 14.52. Проведя вычисления, получим:

$$\sigma_3 = 136 \text{ МПа} \quad \text{для } \tau = 10^5;$$

$$\sigma_3 = 132 \text{ МПа} \quad \text{для } \tau = 2 \cdot 10^5.$$

Коэффициент запаса по длительной прочности

$$n_{\text{д.п}} = \sigma_{\text{д.п}} / \sigma_3 = 181 / 136 = 1,33,$$

где  $\sigma_{\text{д.п}} = 181$  МПа определено по табл. 14.3 для срока службы  $10^5$  ч и для температуры металла  $525^\circ\text{C}$ .

Полученное значение гарантирует надежность РСД в зоне центрального канала, так как достаточно, по-видимому, иметь  $n_{\text{д.п}} > 1,1 \dots 1,3$ .

**Пример 14.18.** В практике отечественного паротурбостроения были разрушения цельнокованого ротора по механизму ползучести. На турбине К-500-23,5 произошло разрушение обода первого диска ротора среднего давления. Фрагмент ротора схематично изображен на рис. 14.53, а, профиль обода — на рис. 14.53, б. Трещина ползучести возникла в переходной галтели M в наиболее напряженной точке сечения I—I со стороны входа пара.

Обрыв участка обода длиной по окружности не более 300 мм произошел после 83 тыс. ч эксплуатации при 252 пусках турбины. Температура металла в месте разрушения составляла примерно  $520^\circ\text{C}$ . Материал ротора — сталь 20ХНЗМВФ (ЭИ-415).

Оценка номинального напряжения в сечении I—I дает  $\sigma_r = 110 \dots 130$  МПа (в зависимости от принятых размеров лопаток и влияния саморазгрузки обода диска выше сечения I—I). Радиус галтели в зоне M  $r_1 = 2,5$  мм.

Таблица 14.3. Пределы длительной прочности роторных сталей

Марка стали	Температура, $^\circ\text{C}$	$\sigma_{\text{д.п}}$ , МПа, не менее, при времени до разрушения, ч		
		$1,0 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
25X1M1Ф (P2M)	500	216	210	206
	525	181	173	167
	550	147	141	137
20ХНЗМВФ (ЭИ415)	500	220	216	213
	525	189	184	181
	550	161	158	155

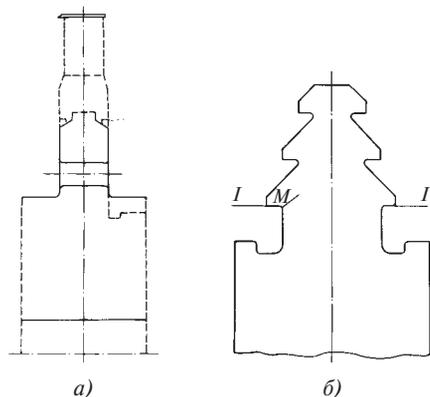


Рис. 14.53. Фрагменты РСД турбины К-500-23,5:

*a* — фрагмент вала и диск первой ступени; *б* — обод диска первой ступени; *M* — место зарождения трещины ползучести

Попробуем оценить прочность обода диска. Если не учитывать концентрации напряжений в галтели (зона *M*), то коэффициент запаса по длительной прочности

$$n_{д.п}^{усл} = \sigma_{д.п} / \sigma_{r1} = 195 / 110 = 1,77,$$

где  $\sigma_{д.п} = 195$  МПа найдено интерполяцией данных табл. 14.3 для  $t_p = 10^5$  ч на температуру 520 °С;  $\sigma_{r1}$  — номинальное (без учета концентрации) растягивающее напряжение в опасном сечении.

Без учета концентрации обод имеет запас по длительной прочности существенно больше требуемого. Учтем влияние концентрации напряжений в галтели по зависимости (14.35), использованной ранее для оценки длительной прочности в хвостовике лопатки этой же ступени.

Для галтели типового обода в соответствии с отраслевым стандартом

$$\alpha_{\sigma} = 5,45.$$

По справочным данным можно принять:  $n = 2,92$ .

По (14.35) получаем

$$k_{\sigma}^{\infty} = 5,45^{2/3,92} = 5,45^{0,510204} = 2,375.$$

Определяем напряжение в сечении *I—I* в состоянии установившейся ползучести:

$$\sigma^{\infty} \approx k_{\sigma} \sigma_{r1} = 2,375 \cdot 110 = 261 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса по длительной прочности при оценке для состояния установившейся ползучести

$$n_{д.п}^{\infty} = \sigma_{д.п} / \sigma^{\infty} = 195 / 261 = 0,747.$$

Запас прочности недостаточен (надо иметь  $n_{д.п} > 1$ ). Отметим, что проведенная оценка, по-видимому, завышена, так как было принято нижнее значение  $\sigma_{r1}$  и, кроме того, в качестве эквивалентного принято напряжение установившейся ползучести. В действительности  $\sigma_3 > \sigma^{\infty}$ .

В рассмотренном случае разрушение обода произошло вследствие неучета при проектировании турбины влияния концентрации напряжений в условиях ползучести.

**Термоусталость роторов.** Повторные переходные режимы турбины, обусловленные пусками — нагружениями и разгрузками — остановками, происходят при изменении параметров пара (температуры и давления) в проточной части турбины и вызывают переменные во времени температурные деформации и температурные напряжения в элементах ротора.

Основными факторами, определяющими уровень температурных напряжений и деформаций на поверхности детали, являются: разность температур подаваемого пара и металла омываемой паром поверхности детали; скорость изменения (закон во времени) этой разности; наличие концентраторов напряжений на поверхности ротора; интенсивность теплоотдачи от пара к поверхности детали. Температурные деформации и напряжения тем выше, чем больше значения этих величин. При определенных сочетаниях факторов в условиях повторных переходных режимов в опасных зонах роторов возникают повторные пластические деформации, которые могут быть причиной появления *термоусталостных трещин в роторах*.

По условиям появления термоусталостных трещин опасными являются зоны роторов, расположенные около пазов для крепления лопаток, около разгрузочных («тепловых») канавок на поверхности вала в местах расположения лабиринтных уплотнений, зоны перехода от диска к валу в цельнокованных роторах (придискковые галтели), другие галтели на поверхности ротора.

Рассмотрим условия возникновения температурных деформаций и напряжений во фрагменте ротора, изображенного на рис. 14.54, при переходных режи-

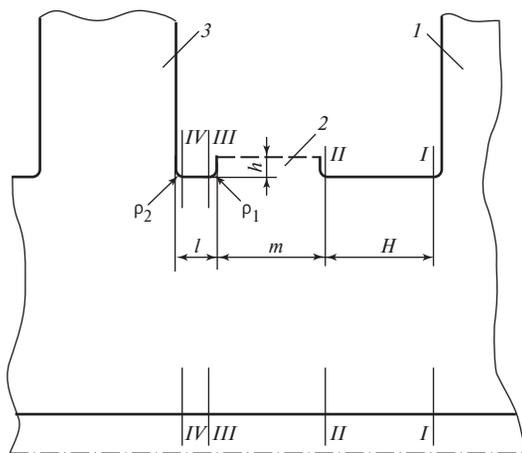


Рис. 14.54. Фрагмент РВД между регулирующей и второй ступенями:

*1* — диск регулирующей ступени; *2* — диафрагменные уплотнения; *3* — диск второй ступени

мах турбины в процессе пуска из неостывшего состояния, при стационарном режиме работы и остановке ее в резерв (на конец недели).

В процессе пуска в камеру регулирующей ступени поступает пар, температура которого отличается от температуры металла на поверхности ротора. В самом начале пуска нередко температура пара оказывается ниже температуры металла вследствие того, что пар, подаваемый через перепускные трубы от клапанов в сопловые коробки, охлаждается в них. Это обусловлено тем, что перепускные трубы охлаждаются в период простоя в конце недели значительно, чем элементы ротора. Однако этот начальный период пуска, когда на ротор воздействует пар пониженной температуры, является кратковременным и неопределяющим. Поэтому примем, что при пуске температура подаваемого пара выше температуры металла ротора. Режимы пуска, нагружения и другие более подробно рассмотрены ниже (см. гл. 15).

Можно считать, что ротор в области, показанной на рис. 14.54, прогрев равномерно и температура металла его в области между сечениями I—I и IV—IV постоянная по всему объему.

При подаче пара в период пуска начнется прогрев ротора, при этом поверхностные слои прогреются достаточно быстро вследствие того, что коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности ротора весьма велик в случае как перегретого пара, так и в особенности влажного пара (при пуске турбин АЭС). Прогрев периферийного слоя вызывает температурные деформации металла. Температурные деформации (относительные температурные удлинения) возникают в случае свободного расширения (удлинения) волокон, но волокна на поверхности ротора как в осевом, так и в окружном направлении не являются свободными, они стеснены смежными относительно холодными внутренними областями ротора.

Стесненность температурных удлинений на поверхности ротора обуславливают сжимающие (отрицательные) температурные напряжения и им соответствующие *силовые деформации*  $\Delta \epsilon_{\tau}$ .

При прогреве цилиндрической части ротора температурные напряжения и соответствующие силовые деформации на его поверхности вначале возрастают (по абсолютному значению), в некоторый момент достигают максимума, затем уменьшаются, и при полном прогреве ротора, когда его температура по всему сечению выравнивается, они стремятся к нулю. Наибольший интерес представляют максимальные значения температурных напряжений и деформаций на поверхности ротора в процессе его прогрева.

Для случая прогрева сплошного (упругого) цилиндра получено аналитическое решение для температурных напряжений и деформаций, согласно которому на поверхности цилиндра значения осевых и окружных деформаций равны и для момента их максимума определяются зависимостью

$$\Delta \epsilon_{\tau} = -\Delta \epsilon_{T} s, \quad (14.96)$$

где

$$\Delta \epsilon_{T} = \alpha_{T}(T_{\text{п}} - T_{\text{м0}}) = \alpha_{T} \Delta T; \quad (14.97)$$

$T_{\text{п}}$  — максимальная температура пара в процессе прогрева;  $T_{\text{м0}}$  — температура металла ротора в начальный момент пуска;  $\alpha_{T}$  — коэффициент линейного расширения металла ротора;  $s$  — безразмерная силовая деформация в момент максимума (рис. 14.55).

Предположительный график изменения температуры пара в процессе пуска представлен на рис. 14.55, согласно которому подъем температуры пара до момента  $\tau_0$  производится по линейному закону, а затем она остается постоянной.

Безразмерное время  $\tau$  определяется зависимостью

$$\tau = \lambda t / (r_1^2 \rho c), \quad (14.98)$$

где  $t$  — время;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $r_1$  — радиус вала (ротора между сечениями I—I и II—II или III—III и IV—IV);  $\rho$  — плотность материала;  $c$  — удельная теплоемкость материала.

Безразмерное время подъема температуры пара

$$\tau_0 = \lambda t_0 / (r_1^2 \rho c), \quad (14.99)$$

где  $t_0$  — время подъема температуры пара при пуске.

Как следует из графиков, данных на рис. 14.55, величина  $s$  определяется двумя безразмерными параметрами — критериями  $\tau_0$  и  $a$ , причем  $\tau_0$  находится

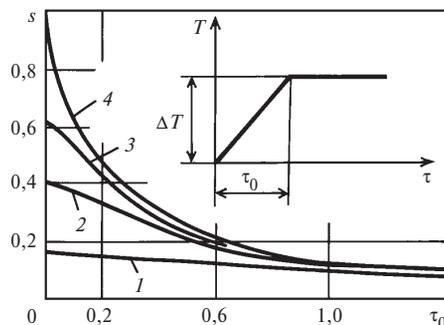


Рис. 14.55. Зависимости максимальной безразмерной силовой деформации (безразмерного температурного напряжения) при прогреве сплошного цилиндра от параметров  $a$  и  $\tau_0$

1 —  $a = 1$ ; 2 —  $a = 5$ ; 3 —  $a = 20$ ; 4 —  $a = \infty$

по (14.99), величина  $a$  — безразмерный коэффициент теплопередачи от пара к поверхности ротора (число Био) вычисляется по зависимости

$$a = \frac{\alpha r_1}{\lambda}, \quad (14.100)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи ротора.

Согласно упомянутому решению максимальные в процессе прогрева температурные напряжения выражаются в виде

$$\sigma_{\theta \text{ макс}} = \sigma_{z \text{ макс}} = -\frac{E}{1-\mu} \Delta \varepsilon_T s, \quad (14.101)$$

где  $E$  — модуль упругости материала ротора;  $\mu$  — коэффициент Пуассона.

Для примера на рис. 14.56 показаны изменения безразмерного температурного напряжения на поверхности цилиндра

$$\bar{\sigma}_{\theta} = \frac{\sigma_{\theta}(1-\mu)}{E \Delta \varepsilon_T} \quad (14.102)$$

в процессе пуска при двух условиях изменения температуры пара: а) при подаче в начальный момент пара с температурой, превышающей температуру поверхности на  $\Delta T$ , температура пара в дальнейшем остается постоянной; б) при подаче в начальный момент пара с температурой, равной температуре поверхности ротора, в дальнейшем температура пара растет во времени по линейному закону, в момент  $\tau = 0,5$  достигает максимального значения и затем остается постоянной. При этом коэффициент теплоотдачи (число Био  $a$ ) во времени постоянный:  $a = 5$ . Этому значению числа Био по (14.100) для типичных

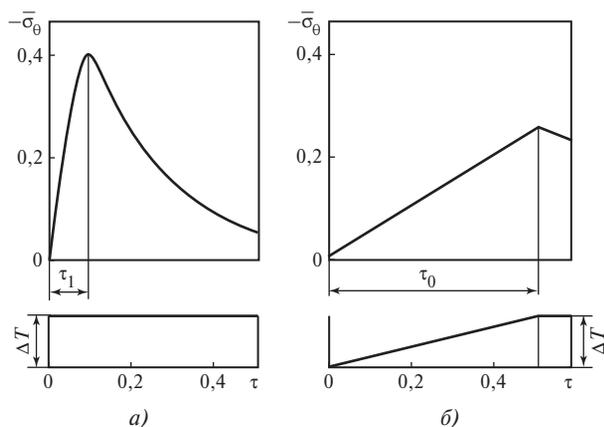


Рис. 14.56. Изменения температурного напряжения на поверхности цилиндра при  $a = 5$ :

$a$  — прогрев при постоянной температуре пара;  $b$  — прогрев при линейном (во времени) увеличении температуры пара

чисел  $r_1 = 0,25$  м,  $\lambda = 30$  Вт/(м · К) соответствует  $\alpha = 600$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

В случае а), как отмечено, температурные напряжения и деформации вначале растут, в момент  $\tau = \tau_1$  достигают максимального значения  $-\bar{\sigma}_{\theta} = s$ , затем снижаются и в пределе становятся равными нулю. В случае б) температурные напряжения и деформации растут, достигают максимума в момент  $\tau = 0,5$ , затем начинают уменьшаться и в пределе стремятся к нулю.

На графиках (см. рис. 14.55) величина  $s$  определяет как максимальные силовые температурные деформации, рассчитываемые по (14.96), так и максимальные температурные напряжения, вычисляемые по (14.101).

Как отмечено, эти температурные деформации и напряжения возникают в процессе пуска турбины на поверхности гладкого цилиндра. В реальности на роторе имеются концентраторы напряжений, такие как, например, показанные на рис. 14.54 придисковые галтели в сечениях I—I и IV—IV и галтели в местах перехода от вала к зоне расположения лабиринтных уплотнений — сечения II—II и III—III.

Существенными источниками концентрации напряжений являются так называемые разгрузочные канавки в зонах концевых, средних, а в некоторых случаях и диафрагменных уплотнений. Эти разгрузочные канавки отчетливо видны на роторе ВД турбины Т-250/300-23,5 ТМЗ (см. рис. 11.7).

На рис. 14.57 показана схема участка вала с разгрузочными канавками. Назначение разгрузочных канавок состоит в том, чтобы уменьшить (или даже исключить) тепловой изгиб ротора в случае одностороннего задевания (например, вследствие недопустимой вибрации) гребней сегмента уплотнения о поверхность вала. Одностороннее (не по всей окружности) задевание вызывает односторонний

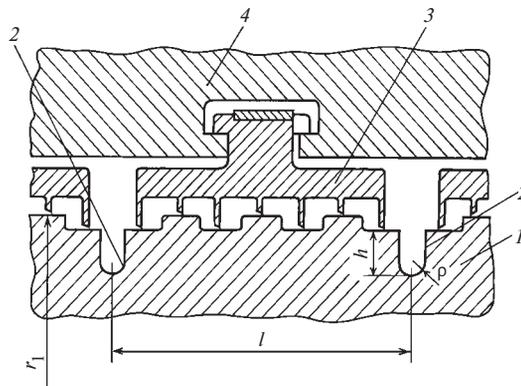


Рис. 14.57. Схема участка вала с разгрузочными канавками: 1 — вал; 2 — разгрузочные канавки; 3 — сегмент уплотнения; 4 — обойма уплотнения;  $\rho$  — радиус скругления канавки

нагрев поверхности ротора и его тепловой изгиб. Изгиб в свою очередь способствует увеличению задевания и повышению вибрации ротора, что приводит, как правило, к необходимости остановки турбины и последующего внепланового ремонта.

Влияние концентраторов напряжений на температурные напряжения и деформации учитывается коэффициентом концентрации напряжений  $\alpha_{\sigma^*}$ . Максимальные температурные напряжения — осевые  $\sigma_{z1}$  и окружные  $\sigma_{\theta 1}$  — с учетом влияния концентрации определяются по формулам:

$$\sigma_{z1} = \sigma_n \alpha_{\sigma z}; \quad \sigma_{\theta 1} = \sigma_n \alpha_{\sigma \theta}, \quad (14.103)$$

где  $\sigma_n$  — температурные напряжения для гладкого цилиндра, определяемые по (14.101) и называемые номинальными;  $\alpha_{\sigma z}$ ,  $\alpha_{\sigma \theta}$  — коэффициенты концентрации упругих температурных напряжений — осевых и окружных соответственно.

Максимальные температурные силовые деформации рассчитываются по соотношениям:

$$\Delta \varepsilon_{z1} = \Delta \varepsilon_n \alpha_{\sigma z}; \quad \Delta \varepsilon_{\theta 1} = \Delta \varepsilon_n \alpha_{\sigma \theta}, \quad (14.104)$$

где  $\Delta \varepsilon_n$  вычисляется по (14.96).

Коэффициенты  $\alpha_{\sigma z}$ ,  $\alpha_{\sigma \theta}$  для случая упругости зависят преимущественно от отношений геометрических параметров концентратора.

Так, например, для разгрузочных канавок по результатам исследований ВТИ и МЭИ можно принять следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{\sigma z} &= \left[ 1 + 2 \left( \frac{h}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \left( 1 - e^{-\frac{l}{4h}} \right) \right] \left( 1 - m_1 \frac{h}{r_1} \right); \\ \alpha_{\sigma \theta} &= 1 + \mu (\alpha_{\sigma z} - 1), \end{aligned} \right\} \quad (14.105)$$

где  $m_1 = 2 \dots 3$ ;  $r_1$  — радиус вала.

Интенсивность напряжений — это эквивалентное напряжение по Губеру—Мизесу. В главных напряжениях  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  можно записать

$$\sigma_* = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2}.$$

Интенсивность напряжений в зоне концентрации

$$\sigma_* = (\sigma_{z1}^2 - \sigma_{z1} \sigma_{\theta 1} + \sigma_{\theta 1}^2)^{1/2} = \alpha_{\sigma^*} |\sigma_n|, \quad (14.106)$$

где

$$\alpha_{\sigma^*} = (\alpha_{\sigma z}^2 - \alpha_{\sigma z} \alpha_{\sigma \theta} + \alpha_{\sigma \theta}^2)^{1/2} \quad (14.107)$$

— коэффициент концентрации интенсивности упругих напряжений.

Эквивалентная силовая температурная деформация в зоне концентрации определяется по зависимости

$$\Delta \varepsilon = |\Delta \varepsilon_n| \alpha_{\sigma^*}. \quad (14.108)$$

Термическая усталость — появление термоусталостных трещин — наблюдается при циклах пуск — остановка в случаях значительных температурных деформаций, когда в зоне концентраторов появляются знакопеременные пластические деформации.

Рассмотрим процесс деформирования металла в опасной зоне ротора — зоне концентратора — в процессе пуска турбины.

Номинальные температурные напряжения в процессе пуска меняются, как показано на рис. 14.56. Предполагаем, что номинальные напряжения остаются упругими. В зоне концентрации силовые деформации велики, и поэтому в этой зоне появляются пластические деформации. Изменения напряжений и деформаций в зоне концентрации при первом пуске соответствуют закону деформирования материала — линии  $ABC$  на рис. 14.58,  $a$ . Здесь  $\sigma_\phi$  — напряжение в опасной зоне;  $\varepsilon_\phi$  — соответствующая силовая деформация. Точка  $B$  на рис. 14.58 соответствует моменту  $\tau_1$  на рис. 14.56. В этот момент в опасной точке пластические деформации достигают значения  $\varepsilon_{AB}^p$ , показанного на рис. 14.58.

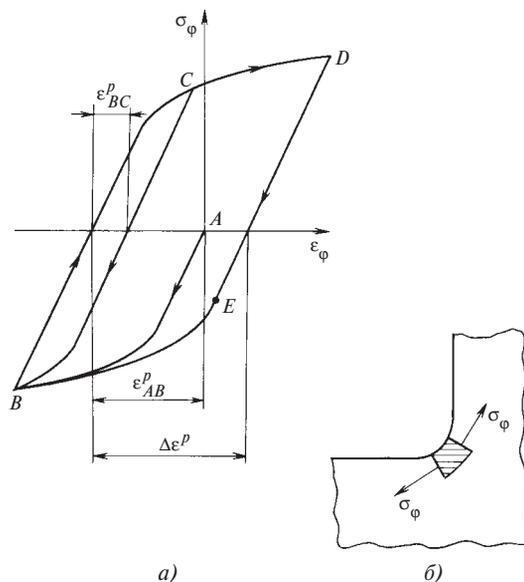


Рис. 14.58. Изменения напряжений и деформаций в опасной точке ротора при пуске и остановке турбины:

$a$  — процесс изменения;  $b$  — схема концентратора и наибольшее напряжение  $\sigma_\phi$  в нем

При дальнейшем процессе в отличие от номинальных напряжений напряжения  $\sigma_\phi$  (см. рис. 14.58, б) изменяются по линии  $BC$  — они снижаются до нуля, меняют знак, становятся положительными и к концу прогрева ротора соответствуют по значению точке  $C$  на рис. 14.58, а.

При деформировании по линии  $BC$  в материале возникает пластическая деформация  $\varepsilon_{BC}^p$  — положительная, противоположная по знаку деформации  $\varepsilon_{AB}^p$ .

Появление положительных напряжений  $\sigma_{\phi C}$  в конце прогрева объясняется именно тем, что в зоне концентрации возникла пластическая деформация сжатия, напряжения в точке  $B$  оказались меньше, чем они были бы при упругой деформации металла. Общее тепловое расширение ротора вызвало растяжение волокон в зоне концентрации и появление положительных остаточных напряжений  $\sigma_{\phi C}$ .

Таким образом, после выхода турбины на стационарный режим напряженно-деформированное состояние в опасной зоне соответствует точке  $C$  на рис. 14.58, а. Если не учитывать ползучесть, то эти же параметры сохраняются вплоть до остановки турбины.

Предположим, что разгрузка и остановка турбины производятся в соответствии с инструкцией (см. гл. 15), тогда можно считать, что перед началом следующего пуска в опасной зоне приближенно сохраняются те же параметры точки  $C$ .

В действительности при остановке турбины напряжения в роторе изменяются, однако поскольку динамические (обусловленные вращением) напряжения в вале, как правило, существенно меньше температурных, то влиянием вращения на напряжения в точке  $C$  можно пренебречь.

При втором и последующих пусках зависимость напряжение — деформация в опасной зоне концентратора будет изменяться по замкнутой петле  $CBC$ , показанной на рис. 14.58, и при каждом пуске материал в опасной зоне будет подвергаться повторной пластической деформации растяжения—сжатия  $\Delta\varepsilon^p = \varepsilon_{BC}^p$ . По принятым представлениям размах  $\Delta\varepsilon^p$  является определяющим параметром, от которого зависит долговечность при циклическом нагружении в условиях термической усталости.

Число циклов  $N_p$  до появления трещины термоусталости можно определить по опытной зависимости

$$N_p = C(\Delta\varepsilon^p)^{-k}, \quad (14.109)$$

где  $C$ ,  $k$  — опытные константы, определяемые для каждого материала и зависящие от температуры испытаний.

В ряде случаев при остановке турбины в ремонт для сокращения периода остывания производится ее расхолаживание, при котором в проточную часть турбины подается пар с температурой ниже температуры металла ротора (и других элементов проточной части). При этом происходит охлаждение поверхности вала, в ней возникают отрицательные температурные деформации (волокна на поверхности сокращаются), что вызывает положительные (растягивающие) температурные напряжения и силовые деформации. Номинальные напряжения на поверхности вала подчиняются совершенно таким же закономерностям, что и при прогреве ротора в период пуска. Соотношения (14.96)—(14.102) остаются справедливыми и при расхолаживании в процессе остановки. Соответственно номинальные напряжения, представленные на рис. 14.56, качественно дают картину их изменения с той только разницей, что знаки разности температур  $\Delta T$  и, следовательно, напряжений  $\bar{\sigma}_\theta$  изменятся на противоположные.

Процесс изменения истинных напряжений и деформаций в опасной зоне концентратора при расхолаживании изображен на рис. 14.58, а. Если принять, как было отмечено, что перед остановкой в опасной зоне наблюдаются остаточные напряжения  $\sigma_\phi = \sigma_C$ , то при расхолаживании напряжения вначале будут увеличиваться до значения, соответствующего точке  $D$  ( $\sigma_\phi = \sigma_D$ ), где они достигнут максимума, а затем по мере процесса охлаждения ротора напряжения будут изменяться до  $\sigma_\phi = \sigma_E$ . Максимальные значения напряжения  $\sigma_\phi$  в процессе расхолаживания достигаются примерно в момент времени, когда номинальные напряжения становятся максимальными (времена, соответствующие значениям  $\tau = \tau_1$  и  $\tau = \tau_0$ , если графики, данные на рис. 14.56, применить к процессу расхолаживания).

Все последующее время в остановленной турбине в опасной зоне будут сохраняться остаточные напряжения  $\sigma_\phi = \sigma_E$ .

При следующем пуске номинальные напряжения на поверхности вала будут определяться графиками того же типа, что и на рис. 14.56 (с положительной разностью  $\Delta T$  и отрицательными номинальными напряжениями), а истинные напряжения в опасной зоне будут изменяться по линии  $EBC$ . При этом в точке  $B$   $\sigma_\phi = \sigma_B$  достигает максимального значения примерно в тот же момент, что и номинальное напряжение на рис. 14.56.

Рассматривая совокупно цикл: расхолаживание — последующий пуск, видим, что материал в опасной зоне концентратора подвергается циклическому деформированию по замкнутой петле  $CDEBC$  и за каждый такой цикл претерпевает знакопеременную

деформацию с размахом  $\Delta\varepsilon^p$ : на участке  $BCD$  возникает положительная пластическая деформация, на участке  $DEB$  — равная ей по значению отрицательная пластическая деформация. Если удастся определить  $\Delta\varepsilon^p$  для цикла расхолаживание — пуск, то число таких циклов до появления трещины термической усталости можно найти по эмпирической формуле (14.109) в том случае, когда имеются результаты испытаний соответствующего металла и известны постоянные  $C$  и  $k$ .

Не останавливаясь детально на объяснениях (обоснованиях) поведения материала при описанных сложных циклах его деформирования и на методике расчета размахов  $\Delta\varepsilon^p$ , приведем итоговую диаграмму для расчета роторов на термическую усталость (рис. 14.59).

Диаграмма построена для роторной стали 25X1M1Ф (P2MA), при ее построении использованы характеристики циклического деформирования, постоянные  $C$ ,  $k$  стали P2MA и методика расчета размахов  $\Delta\varepsilon^p$ , полученные в МЭИ на кафедре паровых и газовых турбин.

Диаграмма представляет собой зависимость числа циклов  $N_p$  пуск — остановка до появления трещины термоусталости от номинального значения размаха силовой температурной деформации  $\Delta\varepsilon_n$  при различных значениях  $\alpha_{\sigma^*}$  — коэффициента концентрации интенсивности упругих напряжений.

Значения  $\alpha_{\sigma^*}$  определяют по геометрическим параметрам концентратора, используя зависимости типа (14.105)—(14.107).

Размах  $\Delta\varepsilon_n$  находят по зависимости

$$\Delta\varepsilon_n = \left| \Delta\varepsilon'_n - \Delta\varepsilon''_n \right| = \left| -\alpha'_T \Delta T' s' + \alpha''_T \Delta T'' s'' \right|, \quad (14.110)$$

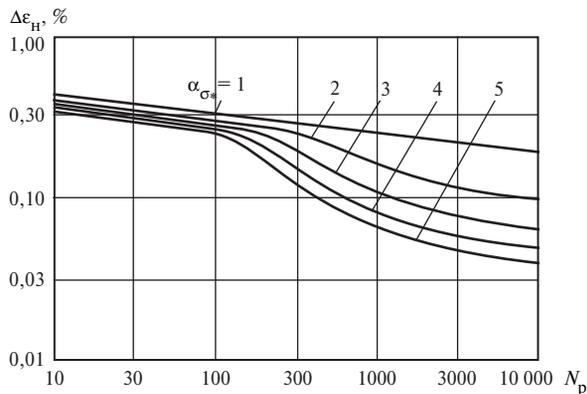


Рис. 14.59. Диаграмма термоусталости стали P2MA

где  $\Delta\varepsilon'_n$ ,  $\Delta\varepsilon''_n$  определяют по (14.96), (14.97), здесь величина с одним штрихом относится к режиму пуска и нагружения, с двумя штрихами — к режиму остановки (расхолаживанию).

Практика эксплуатации турбин как в России (СССР), так и за рубежом свидетельствует о частых повреждениях роторов в зонах концентрации напряжений вследствие термической усталости. Отмечаются многие случаи появления трещин термоусталости в разгрузочных канавках (см. рис. 14.57) и в других местах концентрации напряжений, например в сечении III—III (см. рис. 14.54). Условия возникновения трещин термоусталости рассмотрим на конкретных примерах.

**Пример 14.19.** После двухсуточного простоя турбины в резерве температура ротора в сечении по разгрузочной канавке среднего уплотнения РВД постоянна и равна  $T_{m0} = 360$  °С. При пуске в уплотнения поступает пар с температурой  $T_{п0} = 460$  °С, которая в течение времени (5—7 мин), достаточного для достижения максимальных напряжений, остается постоянной (см. рис. 14.56, а). Требуется определить число подобных пусков до появления трещины термоусталости на дне разгрузочной канавки.

Размеры канавки (см. рис. 14.57):  $h = 8$  мм;  $\rho = 1,5$  мм;  $l = 50$  мм; радиус вала  $r_1 = 0,265$  м. Коэффициенты теплоотдачи в уплотнениях весьма велики  $[(2...3) \cdot 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$  на номинальном режиме и изменяются в процессе пуска в десятки раз. По оценке принимаем  $\alpha = 2300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Материал ротора — сталь 25X1M1Ф (P2MA), характеристика термоусталости которой приведена на рис. 14.59.

Физические характеристики стали следующие: коэффициент теплопроводности  $\lambda = 30 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; теплоемкость  $c = 470 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ; коэффициент температурного расширения  $\alpha_T = 14 \cdot 10^{-6} \text{ К}^{-1}$ ; плотность  $\rho_m = 7820 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

**Решение.** Предполагаем, что остановка турбины происходит без расхолаживания, поэтому принимаем  $\Delta T'' = 0$ . Для определения числа пусков необходимо вычислить  $\Delta\varepsilon'_n$ , для чего предварительно находим

$$a = \frac{\alpha r_1}{\lambda} = \frac{2300 \cdot 0,265}{30} = 20,3, \quad \tau_0 = 0.$$

По графику рис. 14.55 находим для этих значений безразмерную деформацию  $s' = 0,61$  и затем по (14.110) получаем

$$\Delta\varepsilon_n = \left| \Delta\varepsilon'_n \right| = \left| -\alpha'_T \Delta T' s' \right| = 14 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 0,61 = 8,54 \cdot 10^{-4} = 0,0854 \text{ \%}.$$

Рассчитаем коэффициенты концентрации напряжений по (14.105)—(14.107):

$$\alpha_{\sigma z} = \left[ 1 + 2 \left( \frac{8}{1,5} \right)^{1/2} (1 - e^{-50/32}) \right] \left( 1 - 2 \frac{8}{265} \right) = 4,36986 \approx 4,37;$$

$$\alpha_{\sigma_0} = 1 + 0,3(4,37 - 1) = 2,011;$$

$$\alpha_{\sigma_*} = (4,37^2 - 4,37 \cdot 2,011 + 2,011^2)^{1/2} = 3,789.$$

По значениям  $\Delta \varepsilon_H = 0,0854 \%$  и  $\alpha_{\sigma_*} = 3,789$  с помощью графика рис. 14.59 находим

$$N_p \approx 1000 \text{ пусков.}$$

Полученный результат означает, что каждая вторая турбина при рассмотренных режимах пуска может иметь трещину термоусталости через 1000 пусков. Допустимое число пусков определяется по зависимости

$$[N_p] = \frac{1}{n_N} N_p,$$

где  $n_N$  — коэффициент запаса по числу пусков. Имеется рекомендация (ЦКТИ) принимать  $n_N = 5$ , тогда допустимое число пусков

$$[N_p] = \frac{1}{5} 1000 = 200 \text{ пусков.}$$

Термоусталостная прочность в данном случае недостаточная. Для ее увеличения следует снизить разность  $\Delta T'$  при пуске или (и) перейти к режиму прогрева с постоянным повышением температуры пара (по рис. 14.56, б).

Рассмотрим, как возрастет число пусков, если температура пара в уплотнениях линейно поднимается от  $T_{M0} = 360 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $T_H = 460 \text{ }^\circ\text{C}$  за 30 мин.

Рассчитаем безразмерное время по (14.99):

$$\tau_0 = \frac{\lambda t_0}{r_1^2 \rho c} = \frac{30 \cdot 30 \cdot 60}{0,265^2 \cdot 7820 \cdot 470} = 0,209.$$

По рис. 14.55 при  $a = 20$ ,  $\tau_0 = 0,21$  находим  $s' = 0,41$ .

Определяем

$$\Delta \varepsilon_H = \left| -\alpha_T' \Delta T' s' \right| = \left| -14 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 0,41 \right| = 5,74 \cdot 10^{-4} = 0,0574 \%.$$

При  $\Delta \varepsilon_H = 0,0574 \%$ ,  $\alpha_{\sigma_*} = 3,789$  по диаграмме (см. рис. 14.59) находим  $N_p \approx 5000$  пусков, следовательно,  $[N_p] = 1000$  пусков, что достаточно для базовой турбины, но недостаточно для полуциклового графика эксплуатации.

Радикальной мерой повышения долговечности является отказ от применения разгрузочных канавок. Такое решение принято в более поздних модификациях турбин (например, РСД турбины К-800-23,5 выполнен без разгрузочных канавок).

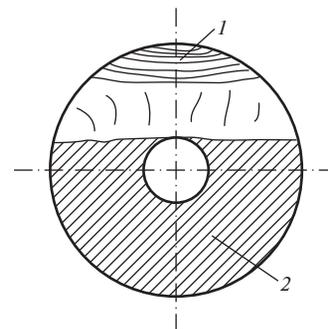
**Пример 14.20.** Впечатляющим примером термической усталости представляется выявленное в 1994 г. на Сургутской ГРЭС-2 повреждение ротора высокого давления турбины К-800-23,5-5 ЛМЗ.

В роторе в зоне задней галтели диафрагменного уплотнения второй ступени в сечении III—III (см. рис. 14.54) возникла сквозная трещина, перпендикулярная оси ротора.

Трещина образовалась на поверхности галтели, достигла длины по окружности 740 мм и распространилась до осевого канала. Она была обнаружена при инспекции поверхности осевого канала, где по окружности имела длину 20 мм. На рис. 14.60 показаны вид трещины

**Рис. 14.60. Сечение ротора высокого давления с трещиной термоусталости:**

1 — поверхность трещины с рельефом ее распространения; 2 — неповрежденная часть сечения



и ее примерный контур в сечении III—III. Возникновение и начальная фаза развития трещины происходили по механизму термической усталости и были обусловлены не столько пусковыми режимами, сколько неоднократным ускоренным расхолаживанием при остановках турбины.

Последующее развитие трещины происходило по механизму многоциклового усталости под действием переменных напряжений от собственного веса и вибрации. До обнаружения трещины ротор проработал 52 тыс. ч и имел 164 пуска. Число режимов расхолаживания неизвестно.

Геометрические параметры ротора в районе между регулирующей и второй ступенями следующие (см. рис. 14.54):

$$\rho_1 = 3 \text{ мм; } \rho_2 = 12 \text{ мм; } h = 20 \text{ мм;}$$

$$l = 20 \text{ мм; } m = 100 \text{ мм; } H = 110 \text{ мм.}$$

По этим данным, используя имеющиеся методики, можно оценить значения коэффициента концентрации в галтели (сечение III—III) в пределах  $\alpha_{\sigma_*} = 4 \dots 5$ .

Требуется определить: 1) число пусков до появления трещины термоусталости в галтели (сечение ) при стандартном пуске турбины после двухсуточного простоя и остановки без расхолаживания; 2) число циклов: остановка с расхолаживанием — стандартный пуск после двухсуточного простоя.

В случае 1) при температуре металла ЦВД  $T_{M0} = 360 \text{ }^\circ\text{C}$  при стандартном пуске в турбину подается пар с температурой  $460 \text{ }^\circ\text{C}$ . При этом в камере регулирующей ступени температура пара находится на уровне  $410 \text{ }^\circ\text{C}$ . Следовательно, можно считать, что  $\Delta T' = 460 - 410 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи на поверхности ротора в камере регулирующей ступени меняется от весьма малого значения до  $\alpha = 400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  ( $a \approx 3$ ) при холостом ходе. При нагрузке 100 МВт, которая принимается сразу после синхронизации генератора,  $\alpha = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . В зоне уплотнений коэффициент теплоотдачи примерно втрое выше, в среднем можно считать  $\alpha \approx 2200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , чему соответствует  $a \approx 20$ .

**Решение.** Приняв  $\tau_0 = 0$ ,  $a = 20$ , по рис. 14.55 найдем  $s' = 0,61$ .

Получим

$$\Delta \varepsilon_H = \left| \Delta \varepsilon_H' \right| = \left| \alpha_T' (\Delta T') s' \right| = 14 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 0,61 = 4,27 \cdot 10^{-4} = 0,0427 \%.$$

По графику рис. 14.59 при  $\alpha_{\sigma^*} = 4$  найдем

$$N_p \gg 10\,000 \text{ пусков,}$$

т.е. при пусках в соответствии с инструкцией есть основание считать, что термическая усталость РВД турбины К-800-23,5-5 ЛМЗ по условиям в галтели (сечение III—III) не представляет опасности. В случае 2) ответ будет существенно зависеть от условий режима расхолаживания, которые неизвестны. Предположим жесткие условия, при которых  $\Delta T'' = T_{II} - T_{MO} = -150^\circ\text{C}$ ,  $s' = 1$ . Тогда

$$\Delta \varepsilon''_H = -\alpha_T \Delta T'' s' = 14 \cdot 10^{-6} \cdot 150 \cdot 1 = 2,1 \cdot 10^{-3} = 0,21 \text{ \%}.$$

При сочетании расхолаживания при остановке со стандартным пуском получим

$$\Delta \varepsilon_H = |\Delta \varepsilon'_H - \Delta \varepsilon''_H| = |-0,0427 - 0,21| = 0,253 \text{ \%}.$$

По графику рис. 14.59 имеем  $N_p \approx 100$  пусков при  $\alpha_{\sigma^*} = 5$  и  $N_p \approx 125$  пусков при  $\alpha_{\sigma^*} = 4$ .

Как отмечено, турбина претерпела всего 164 пуска. Из проведенной оценки видно, что при принятых условиях расхолаживания появление трещины возможно примерно через 100 циклов пуск—остановка с расхолаживанием. Следует отметить, что при анализе не принималась во внимание ползучесть в опасной точке.

Взаимодействие ползучести и малоциклового усталости всегда приводит к уменьшению как долговечности, так и длительной прочности. Поэтому вследствие влияния ползучести число циклов до появления трещины реально должно быть меньше полученных значений.

## 14.5. КОЛЕБАНИЯ И ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ РОТОРОВ

Колебания роторов турбоагрегатов — нежелательное явление, вызывающее неблагоприятные последствия (в порядке снижения тяжести последствий): 1) разрушение всего турбоагрегата; 2) развитие трещин усталости в валопроводе; 3) износ баббитового слоя подшипников; 4) износ лабиринтных уплотнений; 5) ослабление крепежа статорных элементов; 6) просадку фундамента; 7) ограничение мощности (при «паровой» вибрации); 8) увеличение шума.

Конкретные примеры некоторых последствий увеличенной вибрации будут рассмотрены в дальнейшем.

Реально в турбоагрегатах происходят: *поперечные (изгибные), крутильные и продольные колебания*. По природе возникновения колебания бывают: а) вынужденные; б) параметрические; в) самовозбуждающиеся; г) субгармонические.

**Причины колебаний валопроводов турбоагрегатов.** Основные причины колебаний, их природа, схема возникновения и частота представлены в табл. 14.4. Рассмотрим данные таблицы.

1. Неуравновешенность, пожалуй, самая важная из причин вследствие легкого ее возникновения как в процессе эксплуатации (при поломке рабочих

лопаток), так и в результате ремонта. Для устранения неуравновешенности на заводе-изготовителе применяют статическое уравнивание дисков сборного ротора и динамическую балансировку любого ротора в разгонно-балансирующей камере — на станках «Шенк». В условиях ТЭС после ремонта используется динамическое уравнивание всего валопровода.

Возбуждающая сила от любой неуравновешенной массы  $m$  (см. табл. 14.4) равна  $m\omega^2 r$ . Частота вынужденных колебаний, вызываемых неуравновешенностью,  $f = n$ , т.е. равна оборотной частоте.

2. Технологические неточности — коленчатость и излом оси — сводятся к минимуму, если на заводе имеется и используется станок для спаривания роторов, на котором производится подгонка полу-муфт смежных роторов с доведением расцентровок « $\delta$ » и « $\alpha$ » до нормируемого минимума. Частота колебаний  $f = n$ . Коленчатость и излом оси могут вызвать также колебания с частотой  $f = 2n$ , подобно колебаниям неравножесткого ротора (см. п. 4).

3. Эллиптичность шеек образуется при неточной обработке. При неизношенном оборудовании и высокой культуре производства эллиптичность обычно не представляет серьезной проблемы. Частота колебаний

$$f = kn \quad (k = 2; 3).$$

4. Неравножесткость — чисто конструктивная причина, устранить ее балансировкой нельзя. Конструктивные меры сводятся к выполнению продольных или поперечных пазов в большом зубе на полюсах электрического генератора. Причина колебаний — различная жесткость ротора на изгиб под действием собственного веса. В первом положении (см. табл. 14.4, п. 4) жесткость больше и прогиб от собственного веса меньше, чем во втором. За один оборот ротор совершает два цикла колебаний под действием собственного веса, вследствие чего возникают параметрические колебания с частотой  $f = 2n$ .

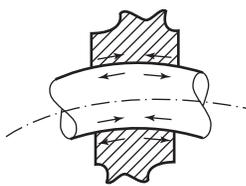
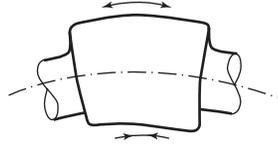
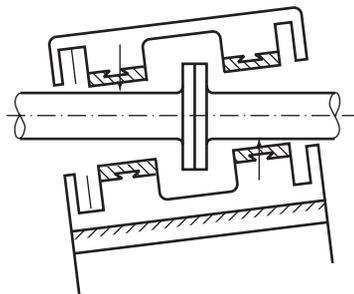
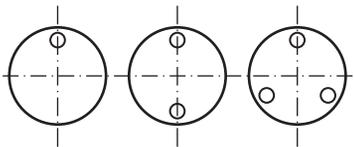
Параметрическими колебания названы вследствие зависимости жесткости ротора от параметра — угла поворота ротора по отношению к вертикали.

5. При наличии трещины возникают поперечные колебания параметрической природы, так как трещина обуславливает неравножесткость ротора. В первом положении (см. табл. 14.4, п. 5) изгибная жесткость меньше, прогиб больше. Через четверть оборота жесткость больше, а прогиб меньше.

В отличие от симметричной неравножесткости ротора генератора при наличии односторонней трещины возникают колебания с частотой  $f = kn$  ( $k = 1; 2; 3$ ). Колебания при наличии трещины, к сожалению, трудно обнаруживаются, они становятся измеримыми только тогда, когда трещина достигает значительного размера: площадь трещины становится соизмерима с площадью поперечного сечения.

Таблица 14.4. Причины колебаний в турбоагрегатах

Тип	Причина	Схема	Частота
Вынужденные	1. Неуравновешенность		$f = n$
	2. Технологические неточности: а) колеччатость; б) излом оси	а) б)	$f = n$
	3. Эллиптичность шейки	 Поверхность шейки	$f = kn \quad (k = 2; 3)$
Параметрические	4. Неравножесткость		$f = 2n$
	5. Наличие трещины		$f = kn \quad (k = 1; 2)$
Самовозбуждающиеся	6. Неконсервативные возбуждающие силы: а) в подшипниках; б) на венцах рабочих лопаток; в) в лабиринтных уплотнениях	См. текст	$f = f_m$
Субгармонические	7. Неуравновешенность плюс нелинейность масляной пленки		$f = n/k$ ( $k = 2; 3; 4; \dots$ )
Переходные	8. Внезапное воздействие: а) внезапная разбалансировка; б) короткое замыкание; в) землетрясение	а) б) в)	а) $f = n$ ; б) $f = kn \quad (k = 1; 2)$ ; в) $f \ll n$
Блуждающие	9. Попадание жидкости во внутреннюю полость ротора		$f = n$
Самовозбуждающиеся	10. Задевание в уплотнениях		$f = f_m$

Тип	Причина	Схема	Частота
Вынужденные	11. Механическая нестабильность ротора		$f = n$
	12. Тепловая нестабильность ротора		$f = n$
Самовозбуждающиеся и вынужденные	13. Расцентровка опор		$f = f_m$ $f = n$
Параметрические	14. Неравномерная затяжка или частичный обрыв болтов муфт		$f = kn \quad (k = 1; 2; 3)$

6. Самовозбуждающиеся колебания (автоколебания) возникают под воздействием неконсервативных гидродинамических сил в подшипниках («масляное» возбуждение) и аэродинамических неконсервативных сил на рабочих венцах и в лабиринтных уплотнениях («паровое» возбуждение).

Происхождение масляного возбуждения можно понять из рассмотрения схемы цилиндрического подшипника (рис. 14.61). При смещении шипа в расточке на некоторую величину  $u$  расход смазывающей жидкости из верхней половины камеры в нижнюю через сечение  $aa$  больше, чем расход из нижней половины в верхнюю через сечение  $bb$  (расходы пропорциональны площадям эпюр скорости в сечениях  $aa$  и  $bb$ ). Для соблюдения условия неразрывности шип должен сместиться вверх по направлению вектора  $v$ , освобождая пространство нижней камеры для заполнения его жидкостью с избыточным расходом, втекающей в нижнюю камеру через сечение  $aa$ .

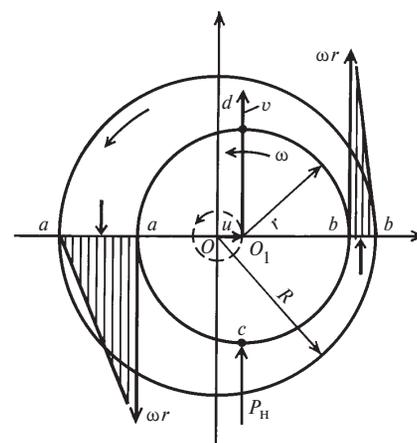


Рис. 14.61. Схема возникновения масляного возбуждения

В результате при смещении шипа на величину  $u$  на него действует поперечная «выталкивающая» сила  $P_n$  в направлении, перпендикулярном смещению. Шип начинает совершать круговое движение (прецессию) по траектории, показанной штриховой линией.

Обобщая, можно сказать, что всякий раз, когда возникает некоторое смещение шипа из положения равновесия, тут же появляется действующая на шип «масляная» сила, перпендикулярная смещению и направленная в сторону вращения ротора.

Неконсервативные силы на рабочих венцах и в уплотнениях имеют совершенно иную природу, но внешнее их проявление совершенно подобно силам масляного возбуждения: при смещении центра рабочего колеса или центра вала в зоне уплотнений на некоторую величину  $u$  на колесо (вал) воздействует поперечная венцовая (лабиринтная) сила, направленная перпендикулярно смещению.

В линейном приближении имеем соотношение, определяющее связь неконсервативной силы  $P_n$  и смещения  $u$ :

$$P_n = D_n u, \quad (14.111)$$

где  $D_n$  называется жесткостью неконсервативной силы.

Характерной особенностью самовозбуждающихся колебаний является то, что их частота, как правило, совпадает с одной из собственных частот колебаний валопровода:

$$f = f_m, \quad (14.112)$$

где  $f_m$  —  $m$ -я собственная частота колебаний валопровода (одна из низших частот).

7. Субгармоническими называются колебания, происходящие с дробной частотой по отношению к частоте вращения:  $f = n/k$  ( $k = 2; 3$ ). В практике эксплуатации известны субгармонические колебания с частотами

$$50/2 = 25 \text{ Гц}, \quad 50/3 = 16,6 \approx 17 \text{ Гц}.$$

Условия возникновения субгармонических колебаний в турбоагрегатах менее всего изучены. Из общей теории субгармонических колебаний следует, что для их возникновения необходимы: возбуждающая сила (типа неуравновешенности) и наличие в колеблющейся системе нелинейных элементов (см. п. 7, табл. 14.4). Нелинейные элементы в системе турбоагрегата присутствуют — это масляные слои в подшипниках, возбуждающие силы также всегда существуют. Поэтому возникновение субгармонических колебаний в турбоагрегатах объяснимо, но пути их устранения пока неизвестны. Субгармонические колебания имеют частоту меньше оборотной, самовозбуждающиеся колебания (см. п. 6), как правило, также происходят с собствен-

ной частотой ниже оборотной. Оба вида колебаний можно назвать *низкочастотной вибрацией (НЧВ)*, хотя на практике под НЧВ обычно понимают самовозбуждающиеся колебания. Последние, в отличие от субгармонических, изучены достаточно полно, и имеются многие средства для их устранения.

8. Внезапные воздействия на валопровод вызывают переходные колебания валопровода и турбоагрегата. К ним относятся: а) внезапная разбалансировка; б) короткое замыкание в электрической цепи за генератором; в) землетрясение.

При внезапном вылете лопаток (в особенности последних лопаток ЧНД) к ротору ударно прикладывается большая поперечная вращающаяся сила, например при отделении у корня одной лопатки создается сила 1—2,5 МН (100—250 тс). Эта сила вызывает поперечные изгибные колебания валопровода.

Короткие замыкания на выводах генератора, за трансформатором, в линиях электропередачи, а также несинхронные включения, отключения и повторные включения генератора в сеть вызывают интенсивные крутильные переменные воздействия на ротор электрического генератора, что приводит к появлению крутильных колебаний всего валопровода с разными, иногда весьма тяжелыми последствиями.

Землетрясение вызывает изгибные и продольные колебания валопровода. Наиболее опасными признаются продольные осевые импульсы, при которых особенно нагружается упорный подшипник валопровода. По нормам турбоагрегаты должны выдерживать землетрясения до семи баллов включительно.

9. Блуждающие колебания возникают при попадании жидкости (воды, масла) во внутреннюю полость ротора. Это возможно, например, при сварных роторах, в которых между сваренными дисками имеется полость, куда может попасть вода. Был случай на Нововоронежской АЭС, когда в полость ротора попала вода (попал пар и сконденсировался) вследствие неплотной закупорки отверстий для удаления воздуха при сварке ротора.

10. Задевание в уплотнениях вызывает самовозбуждающиеся колебания с одной из собственных частот.

11. Механическая нестабильность ротора возникает при его деформации и вызывается трением на поверхности контакта дисков и вала. Механическая нестабильность проявляется в необратимости поперечной деформации (прогиба) ротора: при нагружении поперечными силами и последующей разгрузке ротор не возвращается в первоначальное состояние. Остаточный прогиб является причиной вибрации.

12. Тепловая нестабильность ротора проявляется в том, что ось при его равномерном нагреве в печи до постоянной по всему объему температуры, рав-

ной рабочей, искривляется, приобретает прогиб. Причина неустойчивости — неоднородность свойств материала ротора, проявляющаяся в неодинаковости коэффициента температурного расширения материала по объему ротора. Каждый ротор проходит (должен проходить) проверку на тепловую неустойчивость, и в случае теплового прогиба, превышающего норму, ротор бракуется.

Тепловая неустойчивость вызывает колебания ротора с оборотной частотой  $f = n$ .

13. Расцентровка опор валопровода, в особенности двух опор на одном ригеле (второй ригель между ЦВД и ЦСД турбин К-500-23,5 и К-800-23,5), вызывает изменение вибрационных характеристик валопровода, возможны попадание в резонанс и срыв в самовозбуждающиеся колебания.

14. Неравномерная затяжка или частичное разрушение болтов в соединительных муфтах роторов вызывает колебания типа параметрических, поскольку при этом возникает неравномерность муфты на изгиб, могут появиться колебания с частотой  $f = kn$  ( $k = 1; 2; 3$ ).

В табл. 14.4 (см. п. 14) показаны примеры разрушения болтов, вызывающие (преимущественно) колебания с частотами 50, 100 и 150 Гц.

**Собственные частоты колебаний и критические скорости вращения валопровода. Резонансы.** Важнейшими вибрационными характеристиками валопровода являются собственные частоты колебаний и им соответствующие главные формы колебаний (понятия собственных частот и главных форм колебаний см. в § 14.3).

Валопроводы турбоагрегатов, как правило, являются гибкими. Это означает, что наименьшая собственная частота валопровода  $f_1$  меньше рабочей частоты вращения  $n$ :  $f_1 < n$ .

В подавляющем числе случаев несколько (не одна) собственных частот валопровода оказываются меньше рабочей частоты вращения. Каждой собственной частоте соответствует главная форма колебаний. Существенной особенностью вибрационных характеристик валопровода является зависимость собственных частот (и форм колебаний) валопровода от частоты вращения (напомним, что частоты собственных колебаний рабочих лопаток также зависят от частоты вращения, см. § 14.3). Особенность определяется тем, что собственные частоты и формы колебаний валопровода зависят от характеристик жесткости масляного слоя подшипников, а последние зависят от частоты вращения. Жесткость масляного слоя снижается с ростом частоты вращения: для невращающегося ротора жесткость бесконечная (пленка отсутствует); при рабочей частоте толщина масляной пленки максимальная и жесткость ее минимальная. Чем больше жесткость

масляной пленки, тем больше значение собственной частоты (любой). С повышением частоты вращения все собственные частоты валопровода снижаются.

Критическими скоростями валопровода называются частоты вращения, совпадающие с собственными частотами колебаний валопровода.

На рис. 14.62 (для примера) даны зависимости собственных частот  $f_1, f_2, f_3$  и  $f_4$  от частоты вращения  $n$  (при разгоне ротора или его выбеге) и показано определение соответствующих критических скоростей.

Реально критические скорости могут быть обнаружены при медленном разгоне или выбеге ротора по максимуму вибрации валопровода (подшипников). Для примера на рис. 14.63 показаны формы колебаний валопровода турбоагрегата мощностью 300 МВт и приведены соответствующие им критические скорости. На каждой критической частоте  $n_{*k}$  динамическая линия прогиба (форма колебаний) отражает преимущественное влияние обычно одного или двух роторов из всей системы валопровода. Например, при  $n_* = n_{*1}$  колебания валопровода в основном определяются ротором электрического генератора, на второй критической частоте  $n_{*2}$  — колебаниями системы РВД—РСД, на третьей критической частоте  $n_{*3}$  — колебаниями РНД и т.д. В диапазоне изменения частоты вращения от нуля до  $n = 50 \dots 60 \text{ с}^{-1}$  обычно находятся несколько (пять—семь и более) критических частот. При высших формах колебаний отдельные роторы системы иногда имеют один или даже два узла на длине пролета. Формы колебаний с двумя узлами наблюдаются у гибких роторов электрических генераторов большой мощности.

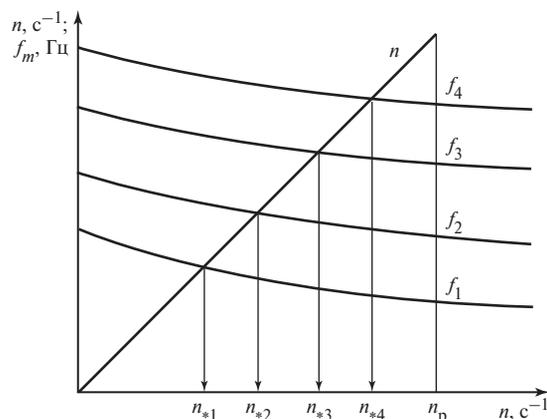


Рис. 14.62. Собственные частоты колебаний и критические скорости вращения валопровода

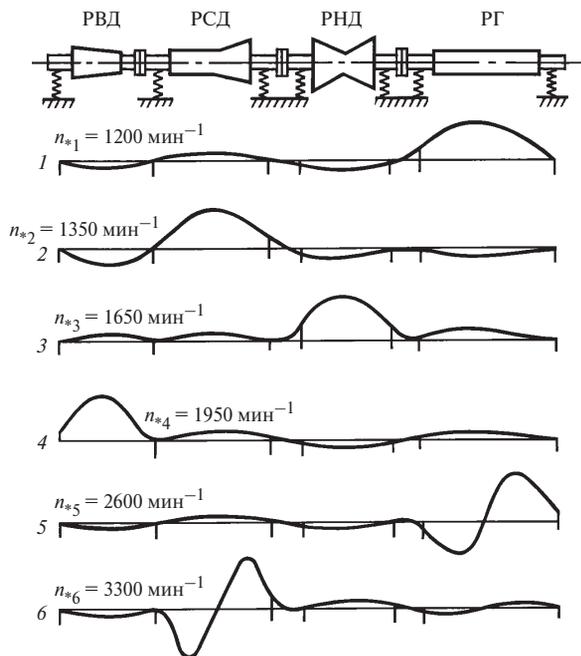


Рис. 14.63. Формы колебаний многоопорного валопровода: 1—6 — формы колебаний

Критические скорости валопроводов и формы колебаний рассчитываются на стадии проектирования турбины и в принципе могут быть найдены опытным путем при исследовании вибрации неуравновешенного валопровода при изменении его частоты вращения и построении так называемой амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), т.е. зависимости амплитуд колебаний в некоторых точках турбоагрегата (например, на корпусах подшипников) от частоты вращения. Критические скорости соответствуют положениям максимумов на кривой АЧХ (рис. 14.64).

При совпадении частоты вращения с любой критической скоростью наблюдается *резонанс*, колебания называются резонансными.

В общем случае резонансные колебания возникают при совпадении (близости) какой-нибудь частоты собственных колебаний валопровода с частотой колебаний, возникающих при любых воздействиях и отмеченных в правой колонке табл. 14.4.

Вследствие этого для уменьшения (устранения) соответствующих колебаний собственные частоты турбоагрегата на рабочей частоте вращения не должны быть близки (с запасом 10—15 %) к следующим значениям: 17; 25; 50; 100; 150 Гц. В случае, если какая-нибудь собственная частота колебаний совпадает со значениями 17 и 25 Гц, возможны резонансные субгармонические колебания, при совпадении с частотой 50 Гц — колебания от неурав-

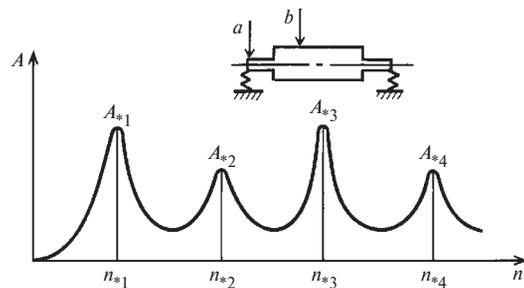


Рис. 14.64. Амплитудно-частотная зависимость колебаний ротора:

$a, b$  — точки измерения вибрации;  $A$  — амплитуда колебаний;  $A_{*1}, A_{*2}, \dots$  — максимальные амплитуды на критических скоростях

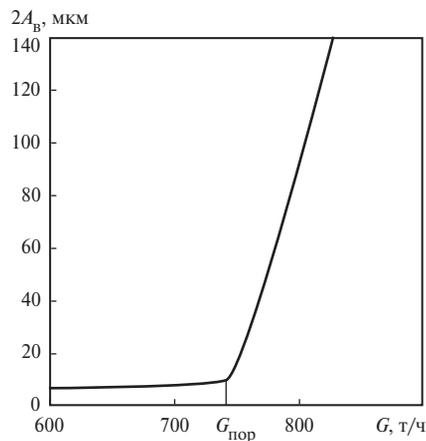


Рис. 14.65. Амплитуда вертикальных низкочастотных колебаний подшипника № 1 турбоагрегата Т-250/300-23,5 (ТЭЦ-22, октябрь 1974 г.)

новешенности и технологических неточностей. Если какая-нибудь собственная частота равна (или близка) 100 Гц, то возникнут интенсивные параметрические колебания от неравножесткости, и далее в соответствии с данными табл. 14.4.

Особенно часто повышенная вибрация в турбоагрегатах возникает в тех случаях, когда какая-нибудь собственная частота валопровода близка к значениям 25, 50 и 100 Гц. Поэтому валопровод любого турбоагрегата должен быть отстроен от отмеченных частот.

**Самовозбуждающиеся колебания ротора.** Возникновение самовозбуждающихся колебаний валопровода возможно в процессе нагружения турбоагрегата. Например, на рис. 14.65 приведена зависимость от расхода пара двойной амплитуды вертикальных низкочастотных колебаний подшипника № 1 турбоагрегата Т-250/300-23,5 (ТЭЦ-22

Мосэнерго, октябрь 1974 г.). Зависимость получена при нагружении турбины в процессе ее освоения. При этом вначале низкочастотные колебания невелики — порядка нескольких микрон, они остаются малыми при увеличении расхода пара до 750 т/ч. При дальнейшем повышении расхода вибрация резко возрастает до недопустимого уровня, дальнейшее нагружение невозможно.

Расход, при котором начинается резкое возрастание низкочастотных колебаний, получил название *порогового расхода пара*. В данном случае турбина имеет пороговый расход пара  $G_{пор} = 750$  т/ч, валопровод турбины является динамически неустойчивой системой, турбину невозможно нагрузить до номинальной мощности: пороговый расход меньше номинального расхода  $G_n = 900$  т/ч. Как отмечалось, самовозбуждающиеся колебания возникают под действием неконсервативных возбуждающих сил в масляном слое подшипников и аэродинамических неконсервативных возбуждающих сил на венцах рабочих колес и в лабиринтных уплотнениях. Основные типы опорных подшипников рассмотрены выше (см. п. 11.1.3).

Как элементы динамической системы ротор—опоры подшипники имеют двоякую особенность: являются основными демпферами, способствующими снижению вибрации при поперечных колебаниях ротора, и в то же время служат главными источниками возбуждающих сил, вызывающих автоколебания. Широко применяемые двухклиновые подшипники (см. рис. 11.31, б) по уровню возбуждающих сил не уступают одноклиновым (см. рис. 11.31, а), но их преимущество состоит в том, что вследствие эллиптической расточки вкладышей жесткость масляной пленки в горизонтальном направлении меньше, чем в вертикальном, так как горизонтальные зазоры больше вертикальных. Вследствие этого (из-за анизотропии двухклинового подшипника) круговые колебания шипа на масляной пленке затруднены, поэтому применение двухклиновых подшипников повышает динамическую устойчивость, препятствует возникновению автоколебаний ротора. В каждом конкретном случае имеется оптимальное значение коэффициента формы  $m = 1 - 2\Delta_B / (2\Delta_r)$ , обычно оптимальные значения  $m = 0,65 \dots 0,75$ . Сегментные подшипники (см. рис. 11.31, в) вследствие самоустанавливаемости колодок реально не имеют масляного возбуждения — неконсервативные силы близки к нулю. Однако уровень демпфирования в масляных слоях сегментных подшипников, как правило, существенно ниже, чем в двухклиновых, поэтому нет единого решения для всех случаев. Реально по совокупности влияния трех факторов — демпфирования, анизотропии, возбуждающих свойств — при-

меняются комбинации для данного валопровода двух типов подшипников: двухклиновых и сегментных. Обычно на первых двух-трех опорах валопровода используются сегментные подшипники, на последующих опорах, включая опоры электрического генератора, — двухклиновые подшипники с указанными оптимальными значениями коэффициента формы.

Природу возникновения неконсервативных (возбуждающих) венцовых сил рассмотрим с помощью схемы рис. 14.66.

Если центр колеса  $O_1$  совпадает с центром расточки корпуса  $O$ , когда смещения  $u = 0$ , то вследствие осевой симметрии утечка через уплотнения по окружности равномерная и на все лопатки колеса действует одинаковая по значению сила. При любом смещении центра  $O_1$  на величину  $u \neq 0$  (например, вследствие неизбежных сколь угодно малых колебаний) зазор по окружности в надбандажных уплотнениях становится неравномерным. На полуокружности, где он стал меньше номинального, надбандажная утечка стала меньше, следовательно, через все каналы рабочих лопаток этой полуокружности идет пар с расходом больше номинального. Значит, на все эти лопатки действуют силы, имеющие значения больше номинального. Равнодействующая всех дополнительных сил этой полуокружности направлена перпендикулярно смещению  $u$  в сторону вращения.

На противоположной полуокружности все зазоры больше номинальных, на все лопатки этой полуокружности действуют силы, имеющие значения меньше номинального, равнодействующая всех дополнительных сил отрицательная и имеет то же направление, что и равнодействующая дополнительных сил первой полуокружности. В результате на все колесо действует дополнительная поперечная сила  $S_B$ , равная сумме сил на обеих полуокруж-

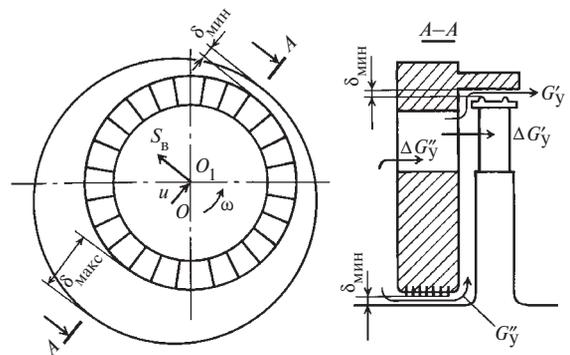


Рис. 14.66. Схема возникновения венцовых сил в ступени турбины

ностях и направленная перпендикулярно смещению  $u_1$  в сторону вращения ротора.

В первом приближении эта сила пропорциональна смещению  $u$ :

$$S_B = D_B u, \quad (14.113)$$

где  $D_B$  — параметр, называемый жесткостью возбуждающей венцовой силы, которая зависит от расхода утечки через уплотнение и от конструкции уплотнений.

Аналогично влияет смещение колеса на изменение утечки через диафрагменные уплотнения (см. рис. 14.66): при смещении колеса вверх в зоне минимального зазора  $\delta_{\min}$  расход утечки  $G''_y$  меньше номинального, появляется дополнительный расход через сопла  $\Delta G''_y$ , а следовательно, и через рабочие лопатки, что приводит к увеличению усилия на рабочие лопатки с таким же эффектом, что и при изменении периферийного зазора до  $\delta_{\min}$ .

Возникновение неконсервативных надбандажных (вообще — лабиринтных) сил рассмотрим, используя схему, данную на рис. 14.67, где изображено положение ротора с уплотнениями при смещении  $u$  центра колеса  $O_1$  по отношению к центру расточки корпуса  $O$ . При осесимметричном расположении зазор по окружности равномерный, давление пара в камере также равномерное, равнодействующая сил давления в проекциях на любое направление равна нулю — никаких поперечных сил на ротор не действует. Стоит появиться некоторому смещению  $u$ , как изменяется погонный расход пара по окружности через входную и выходную щели уплотнения, изменяется сечение канала уплотнений по окружности. Вследствие этих двух причин течение среды в окружном направлении в канале становится пере-

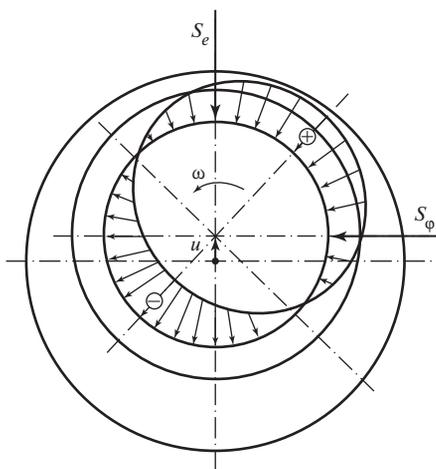


Рис. 14.67. Распределение давления в камере лабиринтного уплотнения

менным, а значит, и давление среды в камере уплотнения по окружности — переменное. Возникает дополнительное (к равномерному  $p_0$ ) давление  $\Delta p$ , эпюра которого изображена на рис. 14.67. Если спроектировать силы от дополнительного давления на два направления — по смещению  $u$  и на перпендикулярное направление, то получим две составляющие  $S_e$  и  $S_\phi$ , при этом сила  $S_\phi$  и является неконсервативной возбуждающей силой, провоцирующей возникновение автоколебаний.

Как и предыдущие неконсервативные силы, она в линейном приближении оказывается пропорциональной смещению  $u$ :

$$S_\phi = D_\phi u, \quad (14.114)$$

где  $D_\phi$  — жесткость надбандажных (лабиринтных) сил, которая зависит от давления среды, типа и конструкции уплотнений, размера зазоров в уплотнениях.

В практике отечественного турбостроения применяются многообразные конструкции уплотнений (см. § 4.3).

Поскольку венцовые и лабиринтные силы пропорциональны давлению среды, основными в оценке возбуждающих сил являются уплотнения в ЧВД и частично в ЧСД. В ЧВД применяются в основном уплотнения двух типов, изображенные на рис. 14.68. Радиальные уплотнения, показанные на рис. 14.68, а, широко использовались в ЧВД до 1974—1975 гг. В эти годы при освоении турбин СКД и в особенности при введении в системе Мосэнерго новых теплофикационных турбин Т-250/300-23,5 ТМЗ обнаружился их недостаток, связанный с возникновением самовозбуждающихся колебаний валопроводов в процессе нагружения турбоагрегата (см. рис. 14.65). В процессе освоения новых турбин были предложены многие меры повышения виброустойчивости. Одной из самых радикальных (и простых) мер оказалась предложенная ТМЗ (по рекомендациям МЭИ) конструкция осерадиальных уплотнений, изображенная на рис. 14.68, б. Как указывалось, возникновение венцовых и лабиринтных неконсервативных

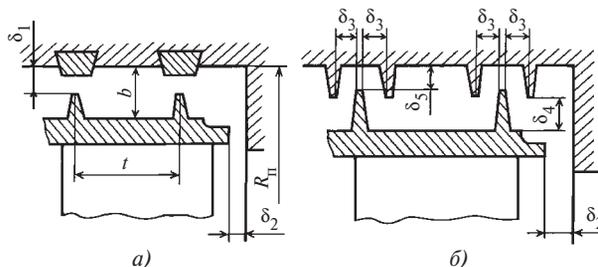


Рис. 14.68. Надбандажные уплотнения паровых турбин высокого давления

возбуждающих сил определяется тем, что при смещении ротора из центрального положения меняются утечки пара по окружности уплотнений. В осерадиальных уплотнениях МЭИ — ТМЗ при радиальном смещении колеса неравномерность утечки по окружности сведена к минимуму за счет того, что в них велики радиальные зазоры  $\delta_5$ ,  $\delta_4$  и сравнительно малыми выбираются осевые зазоры  $\delta_3$ , а поскольку при радиальном смещении осевые зазоры остаются постоянными (а они определяют утечку), то и весь расход утечки мало меняется по окружности уплотнений. Тем самым сведены к минимуму как венцовые, так и надбандажные силы.

Впоследствии подобное уплотнение стали применять и на ЛМЗ, что позволило существенно улучшить динамическую устойчивость турбоагрегатов СКД.

**Спектр колебаний турбоагрегатов.** Колебания турбоагрегата измеряются на ступлях подшипников в трех направлениях: вертикальном, горизонтальном и осевом (аксиальном), т.е. о колебаниях ротора косвенно судят по колебаниям ступлей подшипников. В последнее время все больше распространяется измерение колебаний вала относительно статора турбины. Из рассмотрения причин колебаний ясно, что реально колебания являются наложением нескольких (многих) колебаний с различными амплитудами и частотами. Для анализа причин колебаний и разработки мер по их уменьшению или устранению полезно (необходимо) знать состав колебаний, т.е. амплитуды и частоты составляющих колебаний.

Кроме амплитуд интенсивность колебаний характеризуется также *виброскоростью* и *виброускорением*. Наиболее представительным принимается значение виброскорости. Существующие измерительные системы позволяют не только определять АЧХ, но и получать спектральный состав колебаний.

Рассмотрим на примере турбоагрегата К-800-23,5 спектры колебаний (виброскорости), измеренные (группой из МЭИ под руководством А.И. Куменко) на одном из турбоагрегатов Сургутской ГРЭС-2.

Схема валопровода турбоагрегата показана на рис. 14.69. Спектры виброскоростей определены на номинальной мощности (810 МВт) для всех 12 подшипников на их корпусах в трех направлениях, они представлены на рис. 14.70, *а—в*. По вертикали отложены значения виброскоростей в миллиметрах в секунду, по горизонтали даны значения частот

колебаний в герцах. Из рассмотренных спектров можно составить общую картину и сделать определенные заключения:

1. Основная вибрация имеет оборотную и двойную частоту, основными причинами ее (по-видимому) являются соответственно неуравновешенность валопровода и неравножесткость ротора генератора.

На опорах *10* и *11*, расположенных около генератора, 100-герцевая вибрация наибольшая, как и следовало ожидать.

2. На опоре *3* вибрация двойной частоты также велика, несмотря на отдаленность опоры от генератора. Возможно, это определяется тем, что ступль с опорами *2* и *3* имеет парциальную частоту осевых колебаний, близкую к 100 Гц. На это указывает высокая осевая вибрация опор *2* и *3*, находящихся на общем ступле.

3. На опорах *2* и *3* имеются небольшие колебания с частотой 150 Гц в вертикальном направлении. Причина их, может быть, состоит в неравномерной затяжке болтов муфты между РВД и РСД.

4. На опоре *2* (см. рис. 14.70, *б*) заметны низкочастотные колебания, судя по всему, это — автоколебания.

5. На опоре *12* (см. рис. 14.70, *а*) четко видны субгармонические колебания с частотой  $50/2 = 25$  Гц.

**Крутильные колебания валопровода.** Как отмечалось, крутильные колебания ротора (валопровода) с большой амплитудой могут возникнуть вследствие короткого замыкания, грубого (несинфазного) включения, быстрого повторного включения генератора в сеть. Переходные колебания возникают также при аварийном отключении генератора системой защиты. Особенно серьезным является двухфазное короткое замыкание, при котором на ротор электрического генератора действует переменный электродинамический крутящий момент, достигающий 10—12-кратного значения по сравнению с номинальным. Изменение момента после короткого замыкания показано на рис. 14.71. В частотном спектре момента присутствуют гармоники с частотами  $\omega$  и  $2\omega$ , при этом первая гармоника существенно больше второй.

Амплитуды крутильных колебаний и крутящие моменты в шейках валопровода при коротком замыкании существенно зависят от спектра собственных частот и главных форм крутильных колебаний валопровода.

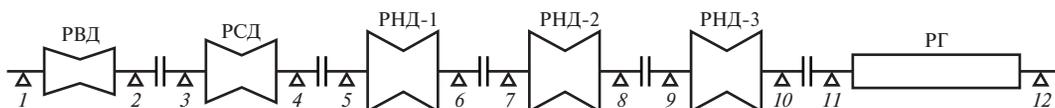
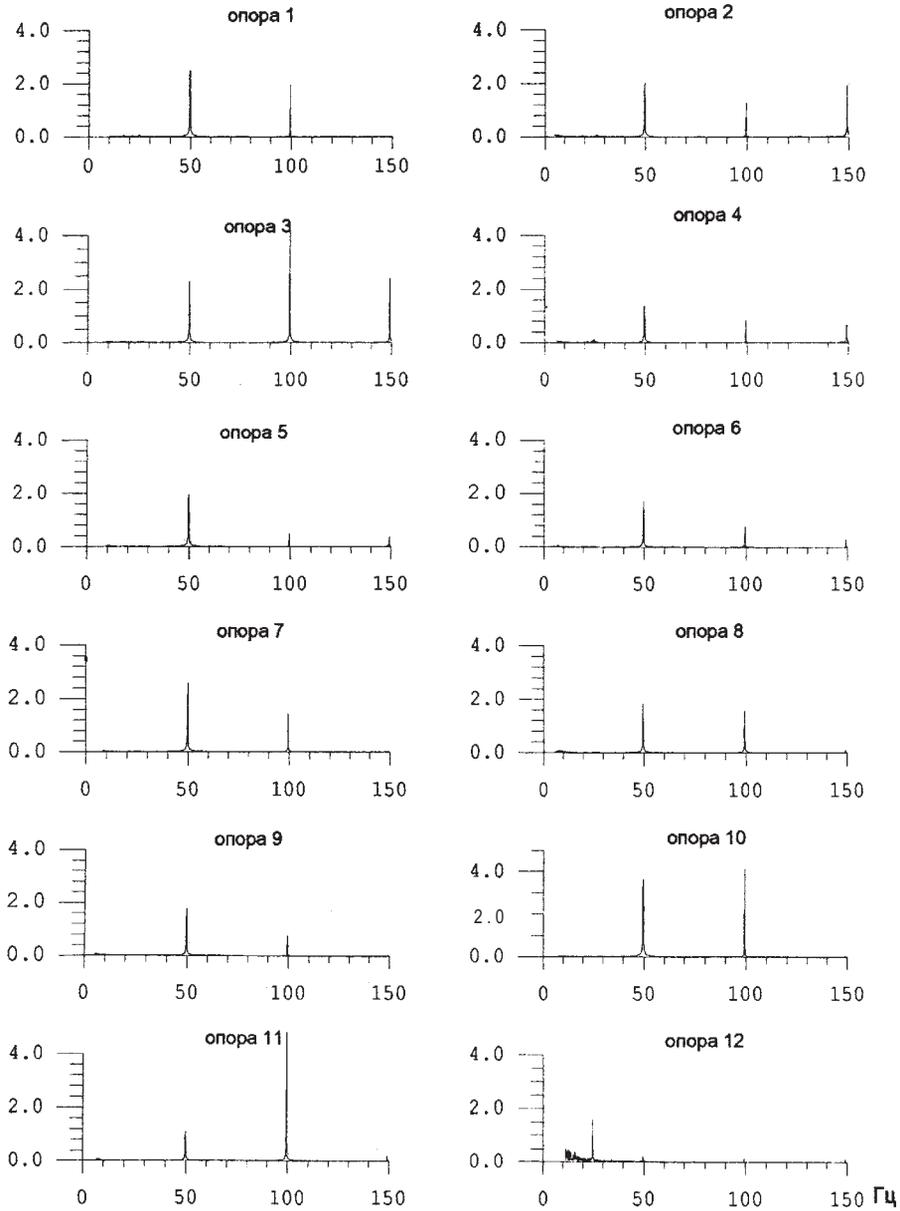


Рис. 14.69. Схема валопровода турбоагрегата 800 МВт:

1—12 — номера опор

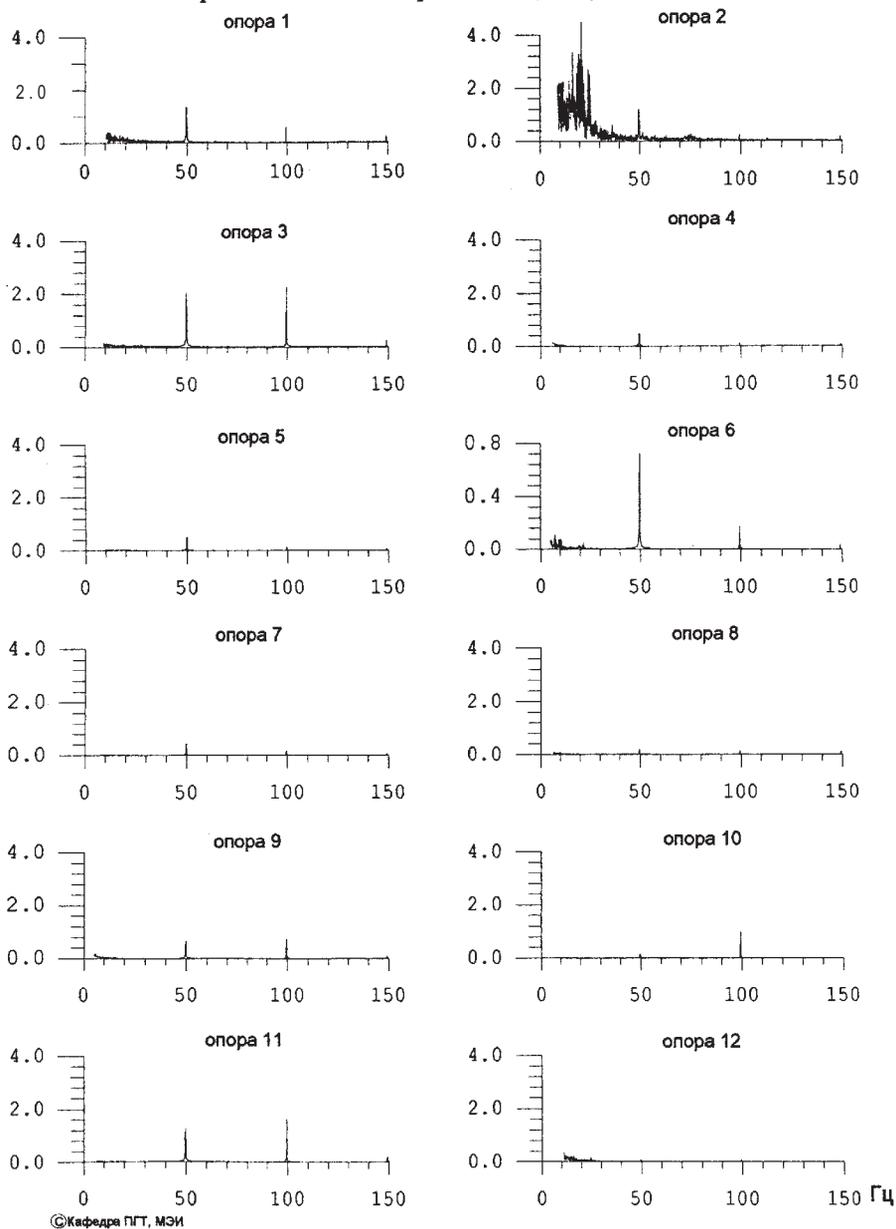
Спектры виброскоростей блок 3, СургГЭС - 2. 26.10.95.  
 вертикальное направление (мм/с). 810 МВт, 16:30



a)

Рис. 14.70. Спектры виброскоростей, мм/с, на подшипниках турбоагрегата мощностью 800 МВт:  
 а — вертикальное направление; б — горизонтальное (поперечное) направление; в — осевое направление

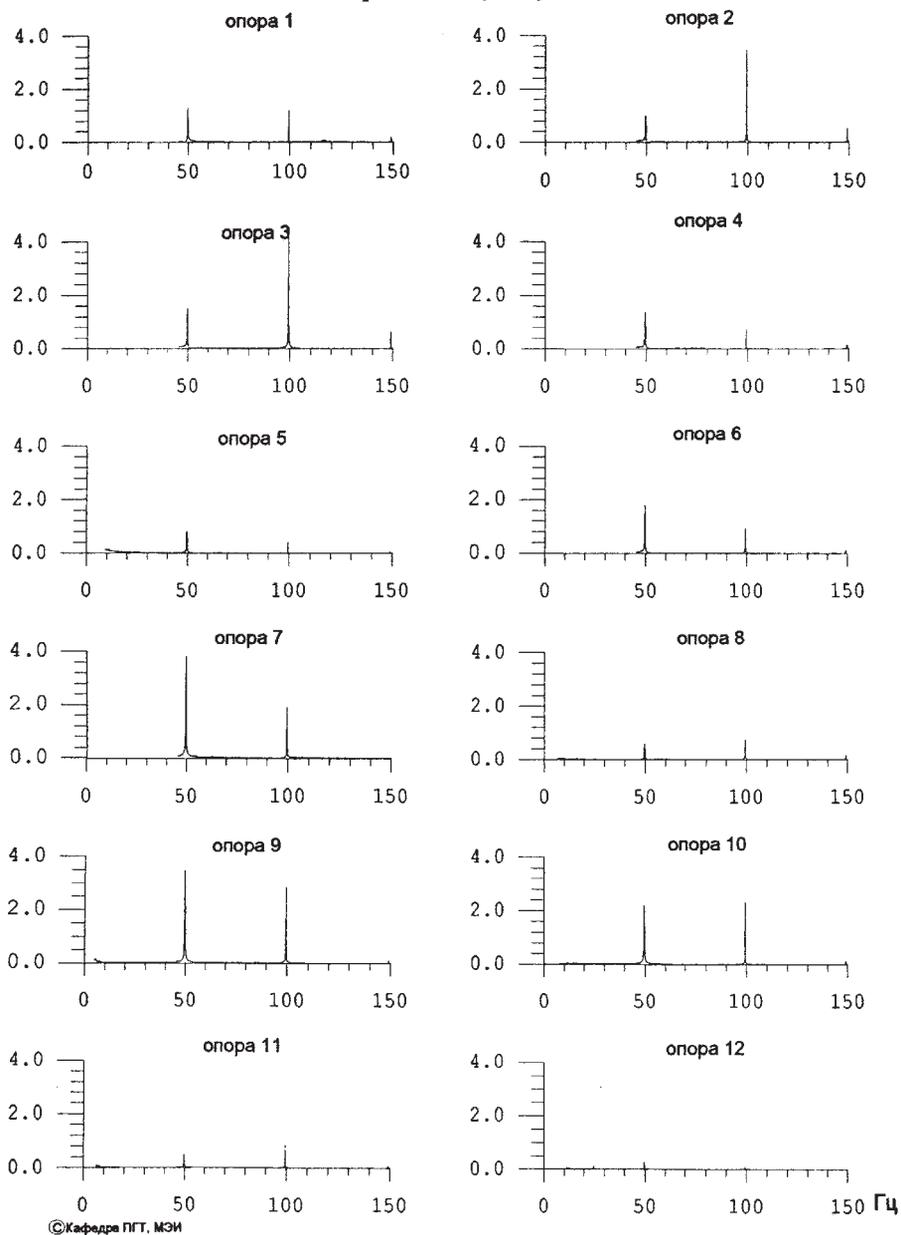
Спектры виброскоростей блок 3, СургГРЭС - 2 . 26.10.95.  
горизонтальное направление (мм/с). 810 МВт



б)

Рис. 14.70 (продолжение)

Спектры виброскоростей блок 3, СургГРЭС - 2 . 26.10.95.  
осевое направление (мм/с). 810 МВт



в)

Рис. 14.70 (окончание)

провода. Если в спектре собственных частот имеются частоты, близкие по значению к частотам изменения электродинамического момента, т.е. к  $\omega$  и  $2\omega$ , то при коротком замыкании наступает явление типа резонанса, при котором амплитуды крутящих моментов и соответствующих им напряжений в шейках валопровода и в болтах соединительных муфт достигают больших значений. Поэтому для обеспечения надежности валопровода при неизбежных коротких замыканиях он должен быть отстроен от резонансов с частотами  $\omega$  и  $2\omega$ , т.е. в спектре его частот не должны находиться частоты крутильных колебаний, близкие к частотам  $\omega$  и  $2\omega$ .

Частоты и формы крутильных колебаний валопровода определяются расчетом на заводе-изготовителе в процессе проектирования турбины и генератора. В качестве примера в табл. 14.5 представлены значения частот крутильных колебаний одного из турбоагрегатов мощностью 300 МВт. На рис. 14.72 изображены две первые главные формы крутильных колебаний валопровода этого турбоагре-

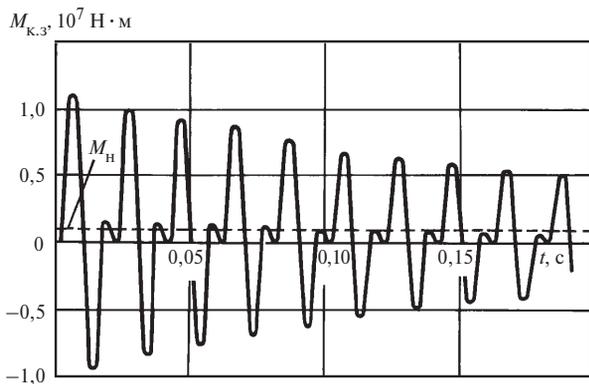


Рис. 14.71. Изменение электродинамического крутящего момента после короткого замыкания

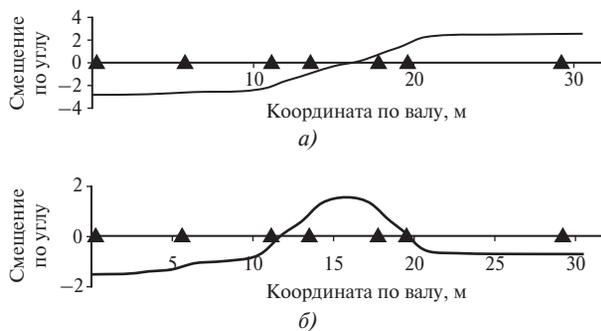


Рис. 14.72. Низшие главные формы и собственные частоты крутильных колебаний валопровода:

*a* — форма 1 крутильных колебаний,  $f_1 = 17,9$  Гц; *б* — форма 2 крутильных колебаний,  $f_2 = 31,7$  Гц; ▲ — опоры

гата. По оси ординат дан угол закрутки сечения (в произвольном масштабе), по оси абсцисс — расстояние по оси вала (начало со стороны регулятора). Максимальные значения крутящего момента соответствуют максимуму погонного угла, определяемого производной  $d\theta/dz$ , где  $\theta$  — угол закрутки;  $z$  — координата по оси валопровода. Сечения, где крутящие моменты максимальные, в данном случае совпадают с сечениями, где расположены узлы соответствующих главных форм колебаний.

Так, при колебаниях по форме 1 максимальный крутящий момент располагается примерно в среднем сечении РНД. При колебаниях по главной форме 2 имеются два узла на протяжении валопровода, которые расположены примерно в сечениях шеек второго подшипника РСНД и первого подшипника электрического генератора.

Данные табл. 14.5 свидетельствуют о достаточной отстройке валопровода от оборотной частоты  $\omega$  ( $n = 50 \text{ с}^{-1}$ ), отстройка от двойной частоты  $2\omega$  ( $2n = 100 \text{ с}^{-1}$ ) недостаточна — собственная частота крутильных колебаний по главной форме 7 весьма близка к резонансу с импульсами  $2\omega$  (отстройка должна быть порядка 10 %).

Для отстроенного валопровода при действии на него момента короткого замыкания крутящие моменты в шейках могут достигать 4—6-кратного значения по сравнению с номинальным значением крутящего момента. По нормам прочность валопровода оценивается по номинальным напряжениям при коротком замыкании в наиболее нагруженных шейках валопровода, каковыми обычно являются шейки подшипников, расположенных между последним ЦНД и электрическим генератором. С этими напряжениями сравнивают пределы текучести  $\tau_s$  (при срезе), т.е. запас прочности определяют по критерию кратковременной прочности:

$$n_s = \tau_s / \tau_n^{к.з} \geq 1, \quad (14.115)$$

где  $\tau_n^{к.з}$  — номинальное напряжение в опасной шейке при коротком замыкании.

Практика эксплуатации турбогенераторов свидетельствует о недостаточности оценки прочности валопроводов только по критерию  $n_s$ . В действительности повторные переходные крутильные коле-

Таблица 14.5. Собственные частоты крутильных колебаний турбоагрегата 300 МВт

Показатель	Значение						
	1	2	3	4	5	6	7
Номер формы колебаний	1	2	3	4	5	6	7
Собственная частота, Гц	17,9	31,7	61,0	71,0	82,3	83,4	97,4

бания могут вызвать трещинообразование в местах концентрации напряжений в роторе генератора, обусловленное малоцикловою усталостью. Примером тому служит развитие трещины в роторе электрического генератора турбоагрегата мощностью 300 МВт (Каширская ГРЭС, 2002 г.). В процессе развития трещина достигла критического размера (ее площадь перед разрушением составляла около 30 % площади поперечного сечения), произошло разрушение ротора генератора по поврежденному сечению, что привело к полному разрушению всего турбоагрегата.

Приведенный в табл. 14.5 спектр собственных частот крутильных колебаний относится к этому турбоагрегату. Одной из причин, усугубивших развитие трещины, может быть близость собственной частоты колебаний по форме 7 к резонансу второй кратности, т.е. к значению  $2n = 100$  Гц.

При этом проведенная оценка показывает, что условие прочности (14.115) в данном случае выполнялось с определенным запасом.

#### Вибрационная надежность турбоагрегатов.

Для контроля вибрационного состояния турбоагрегата и условий его нормальной эксплуатации установлены так называемые нормы вибрации. Для определения соответствия этим нормам вибрационного состояния измеряют параметры вибрации — амплитуды колебаний или так называемые среднеквадратичные значения (СКЗ) скорости вибрации.

Нормы вибрации в последнее десятилетие претерпели значительные изменения. Последний вариант норм, приведенный в ПТЭ, предусматривает контроль вибрации на опорах (стульях подшипников) в трех направлениях по СКЗ скорости вибрации. Среднеквадратичная виброскорость (опор или вала) определяется соотношением

$$v_{\text{ср}} = \left( \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} v^2 dt \right)^{1/2},$$

где  $v = v(t)$  — скорость в момент  $t$ ;  $\tau$  — некоторый период измерения скорости, не меньший, чем период изменения гармоник в спектре, имеющей наименьшую частоту.

Если в спектре присутствуют только колебания, по частоте кратные основной (оборотной) частоте, и если амплитуды нескольких первых гармоник вибрации суть  $S_1, S_2, \dots, S_n$  с частотами  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ , где  $\omega_1$  — основная (оборотная) частота, то величина  $v_{\text{ср}}$  выражается через них в виде

$$v_{\text{ср}} = \frac{S_1 \omega_1}{\sqrt{2}} \left[ 1 + \left( \frac{2S_2}{S_1} \right)^2 + \left( \frac{3S_3}{S_1} \right)^2 + \dots + \left( \frac{nS_n}{S_1} \right)^2 \right]^{1/2}.$$

Так, например, при оборотной вибрации с амплитудой  $S_1 = 20$  мкм

$$v_{\text{ср}} = \frac{20 \cdot 10^{-3} \cdot 314,16}{\sqrt{2}} \approx 4,5 \text{ мм/с}.$$

Нормы вибрации опор валопровода представлены в табл. 14.6.

Таким образом, в соответствии с нормами допустимым пределом без ограничений по сроку принимается вибрация (в любом из трех направлений)  $v_{\text{пред}} = 4,5$  мм/с, чему соответствует двойная амплитуда чисто оборотной вибрации  $2S_1 = 40$  мкм.

При значении виброскорости на каком-либо подшипнике в каком-либо из трех направлений, превышающем 11,2 мм/с, турбоагрегат должен быть остановлен и должны быть приняты меры по устранению недопустимой вибрации. Как уже отмечалось, оценка вибрационного состояния турбоагрегата по вибрации опор не вполне представительна, а иногда и просто не достаточна. Более информативным диагностическим параметром является амплитуда (или виброскорость) колебаний ротора относительно статора в местах опор. Согласно нормам ISO (Международной ассоциации стандартов) допустимые значения амплитуды вибрации для турбоагрегатов при  $n = 3000$  об/мин составляют:  $A \leq 91$  мкм ( $v_{\text{ср}} = 20$  мм/с) — для длительной эксплуатации;  $A \leq 53$  мкм ( $v_{\text{ср}} = 12$  мм/с) — для новых турбоагрегатов, вводимых в эксплуатацию.

В России сделана попытка ввести нормы вибрации по валу. Предлагается все вновь вводимые турбоагрегаты мощностью 50 МВт и выше оснащать аппаратурой контроля вибрации по валу, при этом при мощности до 500 МВт аппаратурой должны оснащаться роторы высокого давления, при мощности более 500 МВт — все роторы турбоагрегата.

В табл. 14.7 даны установленные допустимые значения размаха ( $2A$ ) относительных выбросов вращений валопровода турбоагрегата.

Амплитуда колебаний вала около опор является более представительным параметром, характеризующим вибрационное состояние турбоагрегата, так

Таблица 14.6. Нормы вибрации

Максимальное квадратичное значение виброскорости, мм/с	Ограничение по эксплуатации
До 4,5	Без ограничений
4,5—7,1	Не более 30 сут
7,1—11,2	Не более 7 сут
Более 11,2	Не допускается

Таблица 14.7. **Нормы вибрации по валу ( $n = 3000$  об/мин)**

Размах относительных виброперемещений $2A$ , мкм	Ограничение по эксплуатации
До 165	Без ограничений
165—260	Не более 30 сут
Более 260	Не допускается

как она непосредственно определяется качеством балансировки валопровода и степенью отстройки валопровода от резонансов. Обеспечение достаточно низкого уровня вибрации (достаточной вибрационной надежности) достигается: конструктивными мерами на стадии проектирования; квалифицированным проведением монтажа и ремонта и надлежащей эксплуатацией. Основные меры повышения вибрационной надежности — конструктивные. Если при конструировании они не приняты, то вибрационную надежность трудно (иногда невозможно) обеспечить.

К числу основных относится уже упомянутая мера — отстройка валопровода от резонансов. Для поперечных колебаний ни одна частота собственных колебаний не должна быть равна (с отстройкой 10—15 %) указанным значениям:

$$f_m^{\text{изг}} \neq 17; 25; 50; 100 \text{ Гц}, \quad (14.116)$$

для крутильных колебаний — следующим значениям

$$f_m^{\text{кр}} \neq 50; 100 \text{ Гц}. \quad (14.117)$$

Должна быть обеспечена достаточная виброустойчивость по отношению к автоколебаниям, для чего пороговый расход пара и пороговая частота вращения должны удовлетворять условиям:

$$G_{\text{пор}}/G_n \geq 1,5; \quad n_{\text{пор}}/n_n \geq 1,5. \quad (14.118)$$

Условия (14.118) обеспечиваются такими мерами, как выбор оптимальных типов и параметров опорных подшипников, применение виброустойчивых уплотнений, использование специальных так называемых стабилизирующих устройств, позволяющих существенно снизить неконсервативные возбуждающие аэродинамические силы, возникающие в диафрагменных и промежуточных уплотнениях вала.

Следует отметить, что, в отличие от отстройки условия (14.118) могут быть обеспечены в процессе ремонта, так как во многих случаях реконструкции вкладышей подшипников и уплотнений могут быть проведены в короткое время и в условиях ремонта.

На стадии изготовления должны быть обеспечены: качественная балансировка каждого ротора на разгонно-балансировочном стенде, качественная

сборка («спаривание») роторов на заводском стенде с выполнением допусков на коленчатость и угловую несоосность спариваемых роторов.

В процессе монтажа на электростанции должна быть выполнена центровка роторов с учетом реальных тепловых расцентровок после полного прогрева фундамента на номинальной мощности, с учетом теплового прогиба корпусов ВД и СД и изменения их весового прогиба после затяжки фланцев горизонтального разъема.

Таким образом, вибрационная надежность турбоагрегата может быть обеспечена комплексом конструктивных, технологических и эксплуатационных мер. Опыт передовых заводов-изготовителей и электростанций свидетельствует о возможности обеспечить нормальные вибрационные характеристики турбоагрегата в эксплуатации.

## 14.6. ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СТАТОРА

Основными элементами статора являются: корпус, обоймы, диафрагмы, втулки уплотнений (конструкции элементов статора см. в гл. 11 и 13).

**Корпус турбомашин.** В эксплуатации корпус подвергается силовому и температурному воздействию. В процессе цикла пуск — стационарная работа — остановка чередуются медленно меняющиеся и стационарные воздействия. В стационарном режиме работы турбомашин при умеренных температурах (корпуса ЧНД, воздушных компрессоров) материал детали находится в условиях упругости и прочность достигается выбором и обеспечением допускаемых напряжений по критериям кратковременной прочности.

В переходных режимах пуска, нагружения или остановки в элементах корпуса температурные поля неравномерны, разности температур и температурные напряжения достигают максимальных значений. Наличие концентраторов напряжений в стенках корпуса в виде пазов для крепления диафрагм или обойм может привести к появлению повторных пластических деформаций, при этом прочность определяют по критериям термической усталости (подобно термической усталости роторов, см. § 14.4).

В стационарном режиме высокотемпературные корпуса (ЧВД и ЧСД) подвержены ползучести и оценка их надежности производится по критериям длительной прочности.

Неравномерные температурные поля вызывают коробление корпуса. Вследствие разности температур верхних и нижних частей корпуса (температура верхних частей выше температуры нижних на несколько градусов) происходят искривление оси корпуса и его выпучивание, что приводит к измене-

нию зазоров между статором и ротором и возможным задеваниям и износу уплотнений.

При значительных задеваниях в уплотнениях возможно прогрессирующее тепловое искривление ротора с весьма серьезными последствиями. Разница температур верхней и нижней частей корпуса объясняется отводом теплоты от него через патрубки регенеративных отборов, расположенных снизу цилиндра, а также более интенсивным конвективным охлаждением нижней части цилиндра.

Деформация корпуса под действием разности давлений (внутри и снаружи корпуса) и температурного поля может привести к нарушению плотности фланцевых соединений. Надежность корпусов определяется их конструкцией, сборкой, нанесением изоляции и уровнем эксплуатации.

Корпуса должны соответствовать требованиям прочности, жесткости, плотности и маневренности турбины. Прочность корпуса при стационарных и переходных режимах обеспечивается на стадии его проектирования выбором материала, размеров и обеспечением допустимых напряжений в элементах корпуса. Вследствие весьма сложной формы корпуса определение напряжений в нем даже в условиях упругости — задача сложная и вообще решается применением численных методов расчета, в первую очередь применением метода конечных элементов. При всем том для оценки уровня напряжений в некоторых опасных зонах возможно использование простых расчетных схем. В качестве примера рассмотрим расчет напряжений в стенке корпуса турбины в зоне регулирующей ступени.

На рис. 14.73 показана схема корпуса с наличием паза для крепления обоймы периферийных уплотнений регулирующей ступени.

Растягивающие осевые напряжения  $\sigma_1$  в стенке корпуса в сечении  $I-I$  в первом приближении могут быть рассчитаны по формуле

$$\sigma_1 = \frac{\Delta p (R_B^2 - R_y^2)}{2hR_{cp}}, \quad (14.119)$$

где  $\Delta p = p_B - p_H$  — разность внутреннего и наружного давлений;  $R_B$  — внутренний радиус цилиндра;  $R_y$  — радиус уплотнений вала;  $h$  — толщина стенки корпуса;  $R_{cp} = R_B + h/2$  — средний радиус цилиндра.

Напряжения  $\sigma_1$  — номинальные статически определимые, их значения не зависят от свойств материала корпуса. В опасной зоне концентрации на поверхности галтели напряжения существенно выше, зависят от радиуса галтели  $\rho$ , свойств материала, а также температуры и условий нагружения (стационарное или переменное (циклическое) нагружение). В зоне регулирующих ступеней уровень температуры достаточно высокий (около 500 °С), рас-

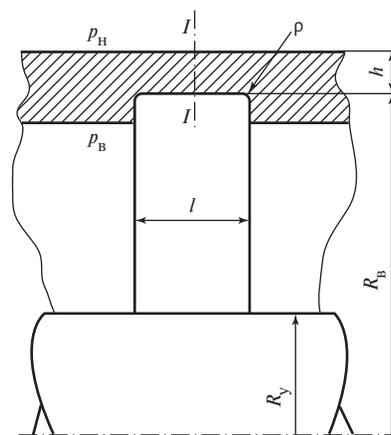


Рис. 14.73. Схема корпуса ЦВД в зоне регулирующей ступени

считываемые напряжения должны сравниваться с характеристиками длительной прочности.

При циклах пуск — стационарный режим — остановка в опасной зоне возникают повторные пластические деформации и проявляется термоусталость (подобно роторам, см. § 14.4). Возникновение трещин термоусталости наблюдалось на ряде турбин К-200-12,8 ЛМЗ как раз в рассматриваемой зоне концентрации. Трещины зарождались на поверхности галтели и распространялись в глубь стенки корпуса и по его окружности. Вероятной причиной скорого возникновения трещин были частые режимы остановки турбины с расхолаживанием. В отличие от роторов корпуса турбин при возникновении трещин термоусталости можно ремонтировать, применяя заварку этих трещин.

**Пример 14.21.** Для одностенного корпуса ВД турбины (типа К-200-12,8 ЛМЗ) требуется определить напряжения в стенке, оценить запас по длительной прочности по условиям на поверхности паза под обойму уплотнений (рис. 14.73).

Заданы следующие величины:

материал корпуса — сталь 20ХМЛ;

температура стенки  $T = 500$  °С;

внутреннее давление пара  $p_B = 7,5$  МПа;

внутренний радиус корпуса  $R_B = 720$  мм;

толщина стенки в зоне паза  $h = 110$  мм;

радиус уплотнений вала  $R_y = 260$  мм;

радиус скругления галтели  $\rho = 3$  мм.

**Решение.** По справочникам свойств сталей найдем характеристики для стали 20ХМЛ:

предел длительной прочности  $\sigma_{д.п}^{10^5} = 200$  МПа;

параметр упрочнения при ползучести  $n = 3$ .

По данным Р. Петерсона оценим коэффициент концентрации в условиях упругости:  $\alpha_{\sigma_1} = 4 \dots 5$ .

По (14.119) получим

$$\sigma_1 = \frac{(7,5 - 0,1)(0,72^2 - 0,26^2)}{2 \cdot 0,11 \cdot 0,745} = 19,56 \text{ МПа} \approx 20 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса по длительной прочности без учета влияния концентрации напряжений

$$n_{д.п} = \frac{\sigma_{д.п}^{10^5}}{\sigma_1} = \frac{200}{20} = 10.$$

Для учета влияния концентрации найдем реальный коэффициент концентрации для условий установившейся ползучести по (14.35):

$$k_\sigma = \alpha_\sigma^{2/(n+1)} = 5^{2/(3+1)} = 2,24.$$

Напряжение в состоянии установившейся ползучести

$$\sigma_{1уст} = k_\sigma \sigma_1 = 2,24 \cdot 19,56 = 43,8 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса

$$n_{д.п.уст} = 200/43,8 = 4,57.$$

Реальный коэффициент запаса будет несколько меньше вследствие того, что эквивалентное напряжение несколько больше напряжения в состоянии установившейся ползучести. В любом случае коэффициент запаса существенно больше нормативного значения  $[n_{д.п}] = 1,3 \dots 1,6$ , поэтому разрушения корпуса вследствие ползучести в рассматриваемой зоне, безусловно, не произойдет ни через  $10^5$ , ни через  $2 \cdot 10^5$  ч эксплуатации. Между тем, как отмечалось, трещинообразование в этой зоне возникало, но вследствие термической усталости.

**Фланцевые соединения корпусов.** В турбинах и компрессорах корпуса имеют горизонтальные и (иногда) вертикальные разъемы с фланцевыми соединениями. Типовое фланцевое соединение горизонтального разъема паровой турбины изображено на рис. 14.74. Фланцы 1 верхней и нижней половин корпуса 2 стягиваются с помощью шпильки 3 с колпачковой гайкой 4.

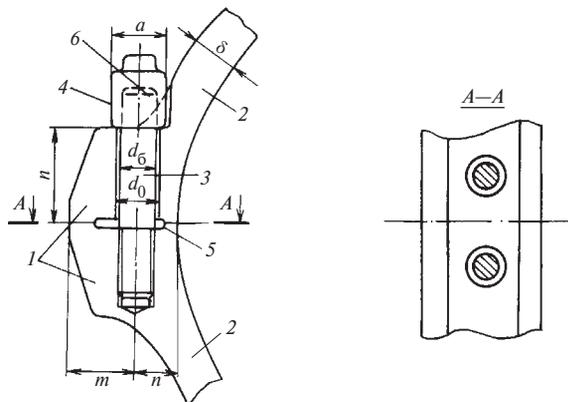


Рис. 14.74. Фланцевое соединение:

1 — фланцы; 2 — стенка корпуса; 3 — шпилька; 4 — гайка; 5 — обнизка; 6 — конец шпильки

Основное назначение фланцевого соединения — обеспечение его плотности. Нарушение плотности, что в ЧВД и ЧСД паровых турбин вызывает пропаривание, а в ЧНД паровых турбин — подсос атмосферного воздуха, является отклонением от нормы и должно быть устранено при ремонте. (Дополнительные сведения о конструкции корпусов и фланцев даны в п. 11.1.2.)

Особенно ответственными являются фланцевые соединения в высокотемпературных зонах ЧВД и ЧСД (турбин с промперегревом).

В условиях стационарного режима вследствие высокой температуры болтов (или шпилек) и высокого уровня растягивающих напряжений в них, необходимых для обеспечения плотности разъема, наблюдается вытяжка свободной части шпильки или болта вследствие ползучести, происходит релаксация первоначальных (при затяжке) напряжений и снижается сила затяжки болта. Для каждого соединения существует минимальная сила затяжки болта  $P_{мин}$ , при которой обеспечивается плотность соединения и отсутствует пропаривание. Для обеспечения плотности разъема первоначальная затяжка болтов (шпилек) должна быть такой ( $P_{макс}$ ), чтобы за межремонтный период  $t_{меж}$  вследствие релаксации затягивающая сила  $P(t)$  уменьшилась до значения не ниже  $P_{мин}$ , т.е. в течение межремонтного периода затягивающая сила в шпильке или болте оставалась бы в пределах

$$P_{макс} \leq P(t) \leq P_{мин}$$

$$\text{при } 0 < t < t_{меж}.$$

Сила  $P_{макс}$  существенно больше  $P_{мин}$ , типичны соотношения:  $P_{макс}$  в 2 раза и более выше  $P_{мин}$ . Соответственно в таком же соотношении находятся и растягивающие напряжения в шпильке (болте). Силы  $P_{мин}$  и  $P_{макс}$  определяются для каждого болта на стадии проектирования турбины. Контроль за обеспечением необходимой начальной затяжки шпилек производится по измерениям первоначального (после затяжки) упругого смещения конца шпильки (болта) с помощью индикатора (см. поз. 6 на рис. 14.74). В тех случаях, когда заворачивание гаек осуществляется после нагрева шпилек (см. п. 11.1.2), контроль затяжки производят по температуре нагрева шпилек. При пусковых и переходных режимах элементы фланцевых соединений [в первую очередь шпильки (болты)] подвергаются воздействиям, приводящим к снижению их надежности, если не принять необходимых мер.

При прогреве фланца с внутренней поверхности корпуса его температурные расширения могут вызвать дополнительные растягивающие усилия

в шпильках, и без того отличающихся высоким уровнем напряжений. Поэтому при пусках необходимо обеспечивать одновременный прогрев шпилек, что осуществляется специальной системой подвода (и отвода) греющего пара.

Для минимизации коробления корпуса при прогреве (пусках) необходима система обогрева самого фланца подачей пара либо в короба (приваренные с наружной поверхности фланца), либо в обнизку — полости, специально выполненные на стыкуемых поверхностях разъемов (см. рис. 14.74).

**Подшипники турбомашин.** В энергетических турбомашинках применяются преимущественно опорные и упорные подшипники скольжения. Конструкции подшипников рассмотрены выше (см. п. 11.13).

*Опорные подшипники* фиксируют положение ротора относительно статора, воспринимают статическую нагрузку от веса ротора и аэродинамические усилия, действующие на ротор в ступенях с парциальным подводом пара.

При поперечных колебаниях ротора на подшипники действуют дополнительные переменные усилия. Паровые статические усилия состоят из следующих составляющих: неуравновешенных сил в парциальных ступенях и поперечных сил, возникающих на венцах рабочих лопаток, и лабиринтных сил, появляющихся при статическом смещении вала или колеса по отношению к центру расточки уплотнения. Значение и направление усилий в парциальной ступени при сопловом регулировании зависят от последовательности открытия клапанов и мощности турбины. Так, например, при полностью открытых двух клапанах турбины К-800-23,5 ЛМЗ, подающих пар в два нижних сегмента сопл, возникает поперечное горизонтальное усилие, действующее на ротор (и, следовательно, на подшипники), порядка нескольких десятков килоньютон.

Усилия на венцах и в уплотнениях пропорциональны смещению центра вала по отношению к центру расточки уплотнений (см. § 14.5). При центральном расположении вала (колеса) эти усилия равны нулю.

Основная статическая составляющая нагрузки подшипника определяется, как правило, весом ротора, приходящимся на подшипник. Так, в крупных турбинах ротор высокого давления опирается на два подшипника и на каждый подшипник приходится усилие, равное половине веса ротора, что составляет порядка 50—70 кН. Боковое усилие от парциального подвода пара может составлять 30—50 % усилия на подшипник от собственного веса ротора.

Для многоопорных роторов с жесткими соединительными муфтами реакции в опорах являются статически неопределимыми величинами и их значения в процессе эксплуатации меняются вслед-

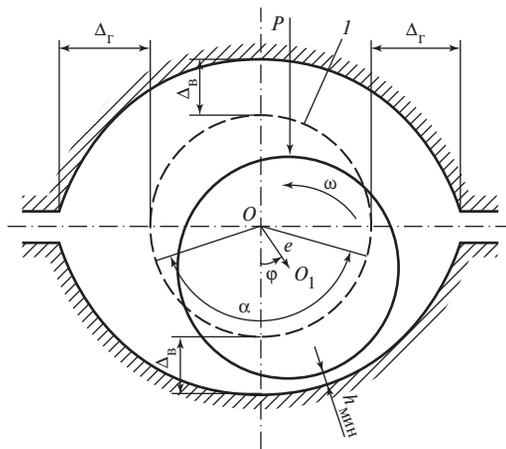
ствие взаимных смещений ступлей подшипников, вызываемых тепловыми расширениями элементов корпуса и фундамента машины. Реакции в опорах существенно меняются при тепловых и (или) силовых расцентровках смежных опор (см. § 14.5).

При монтаже машины стремятся обеспечить такие условия работы, при которых каждый подшипник воспринимает усилие от веса ротора, отсоединенного от других роторов. Возникающие при поперечных колебаниях ротора переменные усилия на подшипники, естественно, существенно зависят от интенсивности (амплитуд, виброскоростей) колебаний. Считается, что для машин, соответствующих нормам по уровню колебаний, переменная составляющая усилия на подшипник не превышает 5 % значения статического усилия от собственного веса ротора.

*Упорные подшипники* воспринимают статические обусловленные давлением рабочей среды осевые усилия, приходящиеся на диски, рабочие венцы и ступицы ротора.

**Статические характеристики опорных подшипников.** Положение шипа (шейки) в расточке подшипника (рис. 14.75) определяется смещением центра шипа  $O_1$  по отношению к центру подшипника  $O$  и значением угла  $\varphi$  между направлением смещения  $e$  и вертикалью.

На шип действует внешняя статическая сила  $P$ , составляющие которой рассмотрены ранее. Сила  $P$  уравнивается равнодействующей сил давления в масляном слое, образующихся вокруг шипа при его вращении. При изменении частоты вращения изменяется положение шипа во вкладыше. При  $\omega = 0$



**Рис. 14.75. Положение вращающейся шейки в подшипнике:**  $O$  — центр подшипника;  $O_1$  — центр шейки при вращении вала;  $I$  — положение цилиндрической поверхности шейки при совмещении ее центра  $O_1$  с центром  $O$

шип опирается на вкладыш, при этом величина  $e = \Delta_B$ , где  $\Delta_B$  — вертикальный зазор в подшипнике.

По мере роста частоты вращения центр шипа  $O_1$  перемещается по траектории всплытия, которая различна для подшипников разного типа. На рис. 14.76 показаны сравнительные траектории всплытия для трех основных типов подшипников. При увеличении  $\omega$  центр шипа стремится к центру подшипника (теоретически). Реально параметры подшипников выбираются такими, чтобы при рабочей частоте вращения ротора центр подшипника находился на начальном участке траектории, но чтобы минимальный зазор  $h_{\min}$  был достаточным для надежной работы подшипника. Распределение давления в масляном слое может быть рассчитано для каждой конкретной конструкции подшипника на основании гидродинамической теории смазки [основоположниками ее считаются русский Н.П. Петров и англичане Б. Тауэр и О. Рейнольдс, первым был Петров, но теория получила имя Рейнольдса, по-видимому, потому, что Рейнольдс вывел соответствующее дифференциальное уравнение для расчета распределения давления в смазочном слое]. По закону распределения давления по окружности шипа определяется равнодействующая сил давления, в результате чего устанавливается связь параметров масляного слоя с внешней силой  $P$ , находятся расход масла на подшипник и мощность, затрачиваемая на трение при вращении шипа в подшипнике.

В результате для любого подшипника могут быть рассчитаны и представлены в графическом критериальном виде следующие *статические характеристики*.

Положение центра шипа:

$$\left. \begin{aligned} \chi &= e/\Delta = \Phi'_1(\zeta, L/d, \alpha); \\ \varphi &= \Phi''_1(\zeta, L/d, \alpha), \end{aligned} \right\} \quad (14.120)$$

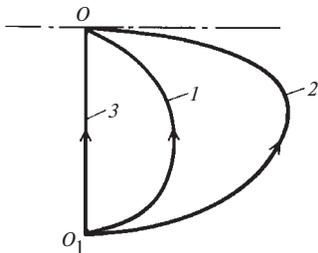


Рис. 14.76. Траектории всплытия центра шейки вала на масляной пленке при увеличении угловой скорости вала от 0 до  $\infty$ :

1 — для одноклинового (половинного) подшипника; 2 — для двухклинового (эллиптического) подшипника; 3 — для сегментного подшипника;  $O$  — центр подшипника;  $O_1$  — положение центра шейки при  $\omega = 0$

где

$$\zeta = \frac{P\psi^2}{2\mu u L} \quad (14.121)$$

— параметр нагруженности, здесь  $\psi = \Delta/r$ ;  $P$  — действующая на шип внешняя сила;  $\Delta$  — характерный номинальный зазор в подшипнике;  $r$  — радиус шипа;  $\mu$  — динамическая вязкость смазывающей жидкости;  $u = \omega r$  — окружная скорость на поверхности шипа;  $\omega$  — угловая скорость вала;  $L$  — осяевая длина вкладыша подшипника;  $d = 2r$  — диаметр шипа;  $\alpha$  — угол охвата — угловой размер масляного слоя.

Необходимый расход масла определяется критериальной зависимостью

$$\frac{Q_1}{uL\Delta} = \Phi_2(\zeta, L/d, \alpha), \quad (14.122)$$

где  $Q_1$  — объемный расход масла;  $\Phi_2$  — функция своих аргументов.

Мощность  $N$ , затрачиваемая на трение при вращении шипа, находится по следующей критериальной зависимости:

$$\frac{N\psi}{\mu u^2 L} = \Phi_3(\zeta, L/d, \alpha), \quad (14.123)$$

где  $\Phi_3$  — функция своих аргументов.

Характеристики, полученные по (14.120) — (14.123), дают возможность определить все необходимые величины для суждения о надежности подшипника.

К таким величинам относится минимальный зазор в подшипнике  $h_{\min}$  (см. рис. 14.75). Он не должен превышать сумму параметров шероховатости цапфы (шипа) и вкладыша. Обозначая через  $\delta'$  и  $\delta''$  максимальные высоты выступов шероховатости цапфы и вкладыша, получаем условие

$$h_{\min} > \delta' + \delta''. \quad (14.124)$$

Учитывая эксплуатационные отклонения, расчетный минимальный зазор выбирают не меньше 40 мкм. Для эллиптического (двухклинового) подшипника и сегментного подшипника с «лимонной» расточкой

$$h_{\min} = \Delta_r [1 - (m^2 + \chi^2 + 2m\chi \cos\varphi)^{1/2}], \quad (14.125)$$

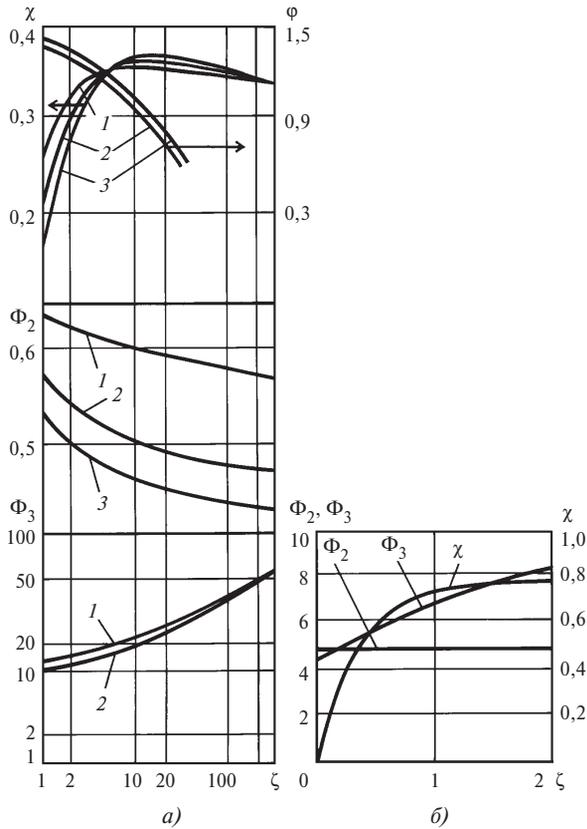
где  $m = 1 - 2\Delta_B/(2\Delta_r)$  — параметр формы (степень эллиптичности) двухклинового подшипника.

Важной контролируемой в эксплуатации величиной является нагрев масла в подшипнике. Его определяют по очевидной формуле

$$\Delta T = N/(c\rho Q), \quad (14.126)$$

где  $c$  — теплоемкость масла;  $\rho$  — плотность масла;  $Q$  — расход масла на подшипник.

Статические характеристики определены для всех реально применяемых в турбостроении подшип-



**Рис. 14.77. Статические характеристики подшипников:**

*a* — двухклинового (эллиптического) с углами охвата  $\alpha = 150^\circ$ ,  $m = 2/3$ ;  $\Delta = \Delta_r$ ; *б* — сегментного шестиклодочного с «лимонной» расточкой при  $m = 0,5$ ,  $L/d = 0,6$ , угол колодок  $\alpha = 52^\circ$ ,  $\Delta = \Delta_b$ ; 1 —  $L/d = 0,5$ ; 2 —  $L/d = 0,8$ ; 3 —  $L/d = 1$

ников. Некоторые приведены в задачнике по прочности турбомашин. Для примера на рис. 14.77 представлены статические характеристики двухклинового эллиптического и сегментного опорных подшипников, широко применяемых в турбостроении.

**Пример 14.22.** Требуется определить минимальную толщину масляного слоя  $h_{\min}$  и нагрев масла в эллиптическом подшипнике при следующих условиях: нагрузка

на подшипник  $P = 4 \cdot 10^4$  Н; длина  $L = 300$  мм; диаметр  $d = 300$  мм; горизонтальный зазор  $\Delta_r = 0,6$  мм; угол охвата вкладышей  $\alpha = 150^\circ$ ; коэффициент формы  $m = 2/3$ ; угловая скорость ротора  $\omega = 314,16$  рад/с; динамическая вязкость масла при  $T = 50$  °С  $\mu = 1,8 \cdot 10^{-2}$  Па·с; плотность масла  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>; удельная теплоемкость масла  $c = 1700$  Дж/(кг·К).

**Решение.**

1. Находим необходимые величины:

$$u = \omega d/2 = 314,16 \cdot 0,15 = 47,12 \text{ м/с};$$

$$\psi = 0,6/150 = 4 \cdot 10^{-3}; L/d = 1.$$

2. Вычисляем параметр нагруженности по (14.121):

$$\zeta = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot (4 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 1,8 \cdot 10^{-2} \cdot 47,12 \cdot 0,3} = 1,258.$$

3. По кривым рис. 14.77 для  $L/d = 1$  имеем:

$$\chi = 0,19; \varphi \approx 1,46; \Phi_2 = 0,52; \Phi_3 = 10.$$

4. Вычисляем статическое смещение цапфы:

$$e = \chi \Delta_r = 0,19 \cdot 0,6 = 0,114 \text{ мм}$$

и находим минимальную толщину масляного слоя по (14.125):

$$h_{\min} = 0,6(1 - (0,667^2 + 0,19^2 + 2 \cdot 0,667 \cdot 0,19 \cos 1,46)^{1/2}) = 0,172 > 0,05 \text{ мм}.$$

5. Определяем расход масла на подшипник по (14.122):

$$Q_1 = uL\Delta_r\Phi_2 = 47,12 \cdot 0,3 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,52 = 4,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. Находим мощность, затрачиваемую на трение, по (14.123):

$$N = \frac{\mu}{\psi} u^2 L \Phi_3 = \frac{1,8 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-3}} 47,12^2 \cdot 0,3 \cdot 10 = 29,97 \cdot 10^3 \text{ Вт} \approx 30 \text{ кВт}.$$

7. Определяем нагрев масла по (14.126):

$$\Delta T = \frac{29,97 \cdot 10^3}{1700 \cdot 900 \cdot 4,41 \cdot 10^{-3}} = 4,44 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Полученные значения  $h_{\min}$  и  $\Delta T$  являются допустимыми.

## ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИН И ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

### 15.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В эксплуатации к ПТУ и паровым турбинам предъявляются два основных требования: надежность и экономичность.

Под надежностью ПТУ понимают ее способность к выработке предусмотренной мощности при заданных условиях и режимах эксплуатации. Надежность ПТУ как сложной системы определяется надежностью ее оборудования: турбины, конденсационной установки, питательных и конденсатных насосов, деаэраторов, подогревателей и др. Чем выше надежность элементов ПТУ, тем выше ее надежность в целом.

Событие, заключающееся в нарушении работоспособности ПТУ, называется отказом. Свойство ПТУ или турбины непрерывно сохранять работоспособность называется безотказностью. Безотказность не может быть абсолютной, поскольку из-за наличия дефектов, естественного износа, ошибок изготовления и эксплуатации раньше или позже происходит отказ. Количественной мерой безотказности является наработка на отказ — средняя суммарная (без учета перерывов) продолжительность работы между отказами. Государственный стандарт требует, чтобы при соблюдении правил технической эксплуатации турбины мощностью 500 МВт и более имели наработку на отказ не менее 6250 ч, а меньшей мощности — не менее 7000 ч.

Свойство ПТУ или турбины, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения их отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания, называется ремонтпригодностью. Процесс обнаружения и устранения повреждения ПТУ или турбины с целью восстановления работоспособности (исправности) называется восстановлением, а время этого процесса — временем восстановления.

Для поддержания высокой надежности оборудование проходит техническое обслуживание, текущий, средний или капитальный ремонты. При текущем и среднем ремонтах заменяются или

восстанавливаются поврежденные детали и узлы, контролируются исправность и техническое состояние других узлов, предусмотренное нормативно-технической документацией. При капитальном ремонте производится полное восстановление работоспособности. Капитальный ремонт мощных турбин энергоблоков по нормам происходит в течение 50—60 дней. Время между капитальными ремонтами называется межремонтным периодом. Государственный стандарт требует, чтобы межремонтный период составлял не менее 6 лет.

Показатели безотказности и ремонтпригодности тесно связаны: оборудование, работающее с частыми отказами даже с малыми временами восстановления (например, из-за ложного срабатывания защит) или с редкими отказами, но с большими временами восстановления (например, из-за поврежденной проточной части), одинаково ненадежно. Для комплексной оценки надежности используют коэффициент готовности — отношение наработки на отказ к сумме наработки на отказ и времени восстановления. У освоенных турбин коэффициент готовности составляет 98—99 %, а у осваиваемых он может составлять 60—65 %. Государственный стандарт требует, чтобы коэффициент готовности турбин был не ниже 98 %.

В число показателей надежности входят также безопасность и долговечность. Под безопасностью понимают свойство не допускать ситуаций, опасных для обслуживающего персонала и окружающей среды. Под долговечностью оборудования понимают его свойство сохранять работоспособность в течение определенной предельной наработки (ресурс) или календарного времени (срок службы). Стандарт требует, чтобы срок службы турбины был не менее 40 лет.

Основным показателем экономичности турбинной установки является удельный расход теплоты на выработку турбоагрегатом единицы электроэнергии, электрической станции — расход условного топлива на выработку единицы электроэнергии.

Следует подчеркнуть, что требования надежности и экономичности тесно связаны. Ненадежная установка не может быть экономичной. Задача эксплуатации состоит в том, чтобы обеспечить максимальную экономичность при высокой надежности.

## 15.2. РЕЖИМЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Турбина и турбинная установка могут работать в самых различных режимах. Эти режимы можно разделить на стационарные и нестационарные.

**Стационарный режим** отвечает работе турбины при некоторой фиксированной нагрузке. В этом режиме параметры пара в проточной части и температурное состояние ее деталей не изменяются во времени. Стационарная работа может протекать при номинальной или частичной нагрузке.

Под номинальной мощностью конденсационных турбин и турбин с противодавлением понимают наибольшую мощность, которую должен длительно развивать турбоагрегат при номинальных значениях всех основных параметров: начальных давления и температуре, температуре промежуточного перегрева, температуре питательной и охлаждающей воды; при этом должны использоваться все внешние нерегулируемые отборы пара, предусмотренные при проектировании установки.

Аналогичным образом определяется и номинальная мощность теплофикационных турбин с регулируемы отборами пара. При этом в число основных параметров входят и значения отборов, а также пределы изменения ряда величин, например параметров свежего пара, давлений в отборах, при которых должна обеспечиваться номинальная мощность.

Под частичной нагрузкой понимают режим работы, при котором мощность или значения регулируемых отборов пара меньше номинальных. Часто работу при частичных нагрузках называют переменным режимом. Это название сложилось исторически и носит условный характер: когда-то в условиях большого дефицита мощности турбины месяцами работали без остановок на номинальном режиме и каждое отклонение от него воспринималось как переменный режим. В таком же смысле к переменному режиму можно отнести работу турбины и турбинной установки при отклонениях параметров свежего пара, пара промежуточного перегрева или отработавшего пара, отклонениях в тепловой схеме и т.п.

Большинство турбин может развивать мощность, превышающую номинальную. Под максимальной мощностью конденсационной турбины понимают наибольшую мощность, которую может длительно развивать турбина при номинальных значениях всех основных показателей, но при отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты. Теплофикационные турбины развивают максимальную мощность при уменьшении регулируемых отборов или изменении параметров в отборах до предусмотренных пределов; остальные параметры при этом должны быть номинальными.

До недавнего времени стационарный режим работы (как правило, на номинальной нагрузке) был для ПТУ основным; турбина останавливалась несколько раз в год либо для проведения текущих или плановых ремонтов, либо из-за неполадок.

В настоящее время для турбин ТЭС, работающих на органическом топливе, не менее важное значение приобрели **нестационарные режимы**, при которых изменяются параметры в турбине и тепловое состояние турбоагрегата.

Наиболее сложным нестационарным режимом является пуск ПТУ, включающий многочисленные операции перед толчком ротора паром, разворот ротора, включение генератора в сеть и набор нагрузки. Многие турбоустановки, например докритического давления, используются в режиме ежесуточных пусков. Блоки сверхкритического давления пока не могут использоваться в таких режимах во избежание существенного износа и снижения экономических показателей. В лучшем случае их останавливают 1 раз в неделю (на субботу и воскресенье).

К нестационарным режимам относят резкие изменения нагрузки (сброс и наброс), а также остановку турбины (разгружение, отключение от сети, выбег ротора и остывание).

Кроме перечисленных стационарных и нестационарных режимов работы каждый турбоагрегат должен быть приспособлен к аварийным режимам, которые не исключены из-за неполадок или дефектов в различном оборудовании энергоблока или в самой турбине. Некоторые турбоагрегаты эксплуатируются в специфических режимах, например в беспаровом режиме или в режиме синхронного компенсатора.

Ниже основное внимание будет уделено принципам надежной и экономичной эксплуатации турбин и ПТУ при различных режимах. Следует отметить, что каждая турбоустановка снабжается инструкциями по эксплуатации, в которых четко указывается, что и в какой последовательности необходимо делать в тех или иных ситуациях. Каждый машинист должен хорошо знать инструкцию. Основная наша задача состоит в том, чтобы объяснить, почему в инструкциях предписывается выполнение тех или иных мероприятий или ограничений, а также почему нужна строгая последовательность операций, особенно в случаях ликвидации наиболее опасных неполадок.

## 15.3. ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБИНЫ И ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ПРИ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЕ

Эксплуатация паротурбинной установки в общем случае состоит из пуска, работы с электрической и тепловой нагрузкой (нормальной работы) и остановки. Наиболее простой является работа

при постоянной нагрузке. Поэтому изучение эксплуатации турбины и ПТУ целесообразно начать именно с этого этапа, несмотря на то что ему предшествует пуск. Многие операции, выполняемые при нормальной работе установки, повторяются почти без изменения и на других этапах эксплуатации.

Основной задачей персонала, обслуживающего турбоустановку, при нормальной работе является *обеспечение заданной электрической и тепловой мощности при полной гарантии надежной работы и максимально возможной экономичности.*

### 15.3.1. Обслуживание систем защиты и регулирования

При нормальной эксплуатации турбины необходимы тщательный уход и регулярные проверки систем защиты и регулирования. Постоянное наблюдение за системой регулирования на современных электростанциях возлагается на вахтенный персонал и инженера, ответственного за работу этой системы.

Тщательный осмотр доступных узлов систем регулирования и защиты, сравнение текущих показаний приборов с предшествующими, внимательное отношение ко всем «непривычным» отклонениям на работающей турбине, выполнение всех операций и проверок, предусмотренных инструкциями по эксплуатации, позволяют надежно эксплуатировать эти системы и, следовательно, турбину.

**Текущее обслуживание системы регулирования.** Обслуживание систем защиты и регулирования осуществляется на основе инструкций по эксплуатации, составленных с учетом требований заводских изготовителей турбин, Правил технической эксплуатации (ПТЭ) и Методических указаний по проверке и испытаниям систем регулирования и защиты.

Особое внимание при осмотрах должно уделяться всем потенциальным источникам утечек масла для исключения возможности возникновения пожара.

Необходимо внимательно следить за положением гаек, стопорных деталей и другого крепежа на штоках, золотниках и органах парораспределения, поскольку эти детали работают в условиях вибраций, вызывающих их отвинчивание и нарушение работы. Необходимо следить за механическим состоянием всех доступных узлов: кулачковых механизмов, их валов, подшипников, пружин и др.

Особое внимание следует обращать на колебания регулирующих органов, которые могут вызвать обрыв приводных штоков вследствие усталости.

Необходимо следить за изменениями давлений и пульсациями в основных маслопроводах систем регулирования и защиты: в линии подачи масла на смазку, в импульсных линиях, линиях защиты и полостях сервомоторов. Изменение этих давлений

в непредусмотренных пределах свидетельствует о ненормальностях в системах регулирования, маслоснабжения или парораспределения: о неплотности клапанов, уплотнений поршней и штоков сервомоторов, засорении регулировочных шайб и т.п. Пульсации золотников вызываются ненормальной работой импеллера, загрязнением маслопроводов, попаданием твердых частиц между золотниками и буксами, повышенным содержанием воздуха в масле и другими причинами.

**Проверка плотности стопорных, регулирующих и обратных клапанов.** Первейшее внимание обслуживающего персонала должно быть уделено исключению возможности разгона турбины при отключениях электрического генератора от сети. Для этого *должна быть обеспечена достаточная плотность стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и обратных клапанов на трубопроводах регулируемых и нерегулируемых отборов.*

Абсолютную плотность клапанов ЦВД и ЦСД в условиях длительной эксплуатации обеспечить невозможно из-за различных тепловых расширений клапана и седла, из-за эрозионного износа этих деталей и по другим причинам. Поэтому ПТЭ допускается небольшая неплотность клапанов: *при номинальном давлении перед стопорными или регулируемыми клапанами пропуск пара не должен вызывать вращения турбины с частотой, превышающей половину номинальной.*

Проверка плотности клапанов выполняется при остановке турбины при номинальном давлении в конденсаторе для того, чтобы силы сопротивления вращению ротора были одинаковыми. После снятия нагрузки и отключения генератора от сети частота вращения ротора уменьшается. Для проверки плотности регулирующих клапанов их необходимо закрыть и открыть стопорные клапаны. Затем следует поднять давление перед регулируемыми клапанами до номинального. Из-за пропуска пара через их неплотности турбина выйдет на некоторую устойчивую частоту вращения, которую и следует сравнить с номинальной.

Аналогичным образом производится проверка плотности и стопорных клапанов, при этом регулирующие клапаны должны быть полностью открыты.

Для турбин с промежуточным перегревом пара осуществляются отдельные проверки каждой из групп клапанов: стопорных клапанов ЦВД, регулирующих клапанов ЦВД, стопорных клапанов ЦСД и регулирующих клапанов ЦСД. Для таких турбин возможна проверка и при ее пуске на скользящих параметрах, когда давление перед турбиной меньше, чем номинальное.

Необходимо подчеркнуть, что, хотя стопорные и регулирующие клапаны могут быть неплотными, их

*совместное закрытие должно обеспечить такую плотность, чтобы ротор турбины не вращался.*

*ПТЭ предусматривается проверка плотности регулирующих и стопорных клапанов не реже 1 раза в год.* Кроме того, проверка обязательно проводится при пуске после монтажа, перед капитальным ремонтом турбины (для определения объема необходимых ремонтных работ по клапанам) и после ремонта (для определения качества ремонта), перед испытанием автомата безопасности повышением частоты вращения.

Появление значительной неплотности регулирующих и стопорных клапанов в период между проверками может быть установлено при анализе длительности выбега ротора турбины после отключения генератора от сети и прекращения подачи пара в турбину. Удлинение времени выбега часто свидетельствует о неплотности клапанов. При появлении любых признаков снижения плотности клапанов необходимо провести их внеочередную проверку.

Кроме плотности регулирующих и стопорных клапанов должна быть обеспечена плотность обратных клапанов, установленных на трубопроводах отборов.

Проверку плотности обратных клапанов, установленных на паропроводах регулируемых отборов теплофикационных турбин, работающих параллельно с другими турбинами на коллектор отбора, проводят путем плавного изменения давления перед закрытым клапаном, медленно открывая задвижку, установленную на паропроводе отбора вслед за обратным клапаном. Обычно при проверке плотности обратного клапана турбину разгоняют до частоты вращения примерно  $33\text{—}35\text{ с}^{-1}$  и затем при закрытом обратном клапане путем открытия задвижки повышают давление перед обратным клапаном до 0,3 МПа. Неизменность частоты вращения свидетельствует о достаточной плотности обратного клапана. Аналогичным образом может проверяться плотность и других обратных клапанов, если к ним можно подвести пар от какого-либо постороннего источника.

Кроме обратного клапана и задвижки на паропроводе регулируемого отбора устанавливают предохранительные клапаны, препятствующие чрезмерному повышению давления в камере отбора. *Плотность обратных клапанов и срабатывание предохранительных клапанов должны проверяться не реже 1 раза в год.* Такая же проверка должна проводиться перед каждым испытанием турбины на сброс нагрузки.

**Расхаживание клапанов.** Плотность стопорных, регулирующих и обратных клапанов является совершенно необходимой, но недостаточной для предотвращения разгона турбины при сбросе нагрузки, если с помощью регулирования нельзя

перевести турбину в режим холостого хода. В этом случае необходимо мгновенное закрытие исполнительных органов системы защиты. Вместе с тем в условиях нормальной эксплуатации эти органы работают в «стерегущем» режиме. Поэтому из-за отложений солей на штоках клапанов, температурных деформаций отдельных деталей клапана и по другим причинам в момент срабатывания при аварийном режиме может произойти заедание штока и задержка в закрытии клапана. Еще хуже, если клапан закроется не полностью или не закроется совсем.

Для уверенности в постоянной работоспособности стопорных, регулирующих и обратных клапанов их систематически расхаживают — подвергают принудительному перемещению на определенное расстояние, убеждаясь в плавности и легкости их смещения. Расхаживание производят при частичной или полной нагрузке в зависимости от конструкции паровпускных органов.

Для расхаживания современные турбины оборудуют специальными расхаживающими устройствами, позволяющими расхаживать клапаны на полный ход. *ПТЭ предусматривается расхаживание регулирующих и стопорных клапанов на полный ход перед пуском турбины.*

Для повышения надежности работы клапанов их обязательно подвергают *ежедневному частичному расхаживанию в определенных небольших пределах*, зафиксированных в инструкциях по эксплуатации.

**Проверка работы системы защиты.** Стопорные, регулирующие и обратные клапаны являются исполнительными органами системы защиты, для успешной работы которой необходимо, чтобы и все другие ее элементы работали нормально. К ним в первую очередь относится автомат безопасности, срабатывающий при частоте вращения на 10—12 % выше номинальной. Для уверенности в нормальной работе автомата безопасности и всей цепочки от него до стопорных и регулирующих клапанов в систему регулирования вводят специальные устройства, позволяющие расхаживать бойки (или кольца) автомата безопасности и проверять всю систему в целом при номинальной частоте вращения на холостом ходу или под нагрузкой.

Регулярность проверок работы системы защиты при номинальной частоте вращения регламентируется заводом-изготовителем турбины. ПТЭ предусматривается такая проверка после разборки системы регулирования, имеющей общие маслопроводы с системой защиты, после длительной стоянки (более 1 мес), когда может произойти коррозия деталей автомата безопасности и золотников, и после 4 мес эксплуатации.

Самой надежной проверкой системы защиты является разгон турбины до частоты срабатывания автомата безопасности. Такая проверка представляет определенную опасность для турбины, поэтому должна

производиться с регулярностью, предусмотренной заводом-изготовителем. Однако, как минимум, ПТЭ предусматривается такая проверка после разборки автомата безопасности и последующей его настройки, перед испытанием турбины на сброс нагрузки и после длительного ее простоя.

При срабатывании системы защиты и закрытии стопорных и регулирующих клапанов обязательно проверяется закрытие обратных клапанов на линиях отборов.

**Испытания системы регулирования.** Для проверки состояния системы регулирования в соответствии с ПТЭ требуется ежегодно снимать статическую характеристику.

Снятие статической характеристики обязательно проводится перед капитальным ремонтом (для определения необходимых ремонтных работ по системе регулирования), после капитального ремонта (для определения качества проведенных работ и настройки системы) и после реконструкции системы регулирования.

При выявлении существенных изменений статической и динамических характеристик системы регулирования турбина испытывается на полный сброс нагрузки с отключением электрического генератора от сети. Во время испытаний путем осциллографирования фиксируют частоту вращения ротора, смещение основных элементов системы регулирования (золотников, сервомоторов, клапанов) и давления в характерных точках системы. Анализ осциллограмм позволяет выявить недостатки отдельных звеньев и узлов системы и наметить пути их исправления.

При сбросе нагрузки автомат безопасности не должен срабатывать, т.е. заброс частоты вращения должен быть меньше, чем уровень настройки автомата безопасности. *Если при испытании на сброс нагрузки система регулирования турбины не переводит ее на холостой ход и происходит срабатывание автомата безопасности, а стопорные клапаны прекращают доступ пара в турбину, то требуется настройка систем регулирования и защиты.*

### **15.3.2. Обслуживание систем маслоснабжения и смазки**

Надежность систем маслоснабжения и смазки обеспечивается тщательным уходом за всем оборудованием и внимательным наблюдением за параметрами, характеризующими работу. В инструкциях по эксплуатации обязательно указывается давление в системах регулирования, смазки и на всасывающей стороне масляных насосов.

Для нормальной работы турбины должен правильно функционировать масляный бак, обеспечивая длительную сохранность масла, отделение от него воздуха, шлама и твердых частиц. Уровень

масла в баке должен соответствовать требованиям инструкции по эксплуатации и проверяться с предусмотренной регулярностью (обычно 1 раз в смену). Одновременно необходимо следить за исправностью сигнализации о минимально допустимом уровне и разностью уровней в грязном и чистом отсеках масляного бака.

Для уверенной работы системы маслоснабжения должны подвергаться регулярной проверке резервные и аварийные масляные насосы и устройства их автоматического включения с частотой 2 раза в месяц. Кроме того, их проверяют перед каждым пуском и остановкой турбины.

Реле давления подсоединяется к напорному маслопроводу, на котором установлен вентиль, позволяющий изменять давление масла, поступающего к реле давления, без изменения давления в системе смазки. Таким образом можно проверять включение резервных и аварийных насосов на работающей турбине.

Качество работы маслоохладителей проверяется по разности давлений на входе и выходе масла и охлаждающей воды и по нагреву охлаждающей воды и охлаждению масла. Если при неизменном расходе охлаждающей воды перепад давлений по маслу или температура масла на выходе из маслоохладителя растут, то это говорит о засорении маслоохладителя и необходимости его чистки. В этом случае обычно подключают резервный маслоохладитель, а загрязненный направляют в чистку. Эту операцию необходимо выполнять очень внимательно, помня, что неправильные действия могут привести к отключению турбины или аварии подшипников.

В каждой инструкции оговариваются минимальные допустимые значения уровня масла в баке, максимальные допустимые температуры на выходе из маслоохладителя (обычно 40—45 °С) и из подшипников (обычно 60—65 °С). При выходе одного или тем более нескольких этих параметров за предельные значения положение на турбине рассматривается как аварийное, и машинист турбины должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией.

Химическая лаборатория электростанции должна регулярно проводить анализ эксплуатируемого масла, чтобы вовремя производить его регенерацию и замену.

### **15.3.3. Наблюдение за работающей турбиной**

В первую очередь наблюдению подлежат параметры, выход которых за допустимые пределы угрожает надежной работе турбины.

Это прежде всего относительное удлинение ротора и его осевой сдвиг. При выходе этих параметров за допустимые пределы могут воз-

никнуть задевания ротора о неподвижные детали с тяжелой аварией.

При монтаже и ремонтах турбины ротор в корпусе устанавливается так, чтобы в рабочих условиях, когда эти детали прогреются, между ними были достаточно малые, но исключающие задевания зазоры. Размеры необходимых зазоров сначала рассчитывают при проектировании турбины, а потом уточняют при наладке головного образца турбины. Каждую турбину оборудуют измерителями относительного расширения ротора, и после наладки в инструкцию по эксплуатации вносят значения допустимых относительных удлинений каждого из роторов валопровода по отношению к своему корпусу.

Значение и направление осевого сдвига ротора относительно вкладыша упорного подшипника позволяют контролировать состояние колодок упорного подшипника. Поэтому на каждой турбине предусматривается измерение смещения гребня упорного подшипника относительно вкладыша.

Особенно внимательно за осевым удлинением ротора необходимо следить при всевозможных изменениях режима, когда изменяются температуры в проточной части, при пусках и остановках. Поэтому после каждого изменения режима следует внимательно «прослушивать» турбину стетоскопом для обнаружения возможных задеваний.

Внимательное наблюдение за вибрацией, которая не должна выходить за допустимые пределы, позволяет своевременно обнаружить многие отклонения от нормальной работы.

Параметры пара перед турбиной, после промежуточного перегрева и внутри турбины должны поддерживаться в требуемых пределах, а в случае отклонений от них обслуживающий персонал должен действовать в соответствии с инструкцией по эксплуатации и противоаварийной инструкцией. Поддержание давлений в допустимых пределах в контрольных точках турбины позволяет избежать перегрузки колодок упорного подшипника при отклонениях в проточной части. В инструкции по эксплуатации обязательно указываются давления при нормальной работе и их предельные значения в камере регулирующей ступени и камерах отборов при различных нагрузках турбины. Постепенное увеличение давления в контрольных точках проточной части говорит о необходимости промывки турбины для удаления отложений или о других неполадках.

Экономичная работа турбины возможна только при хорошей работе конденсационной установки. В нормативных характеристиках конденсатора оговариваются нормативный вакуум, нормативный нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, температурный напор и переохладение конденсата для широкого диапазона работы. Ухудшение работы конденсационной установки связано чаще всего с загрязнением трубок, дефицитом охлаждающей

воды, неплотностью вакуумной системы турбоустановки: части турбины, работающей под разрежением, конденсатора и ПНД.

Особенно внимательно необходимо следить за работой уплотнений.

Важное значение для экономичной и надежной работы турбоустановки имеет наблюдение за системой регенеративного подогрева питательной воды. Недостаточный подогрев питательной воды приводит к перерасходу топлива. Температура питательной воды  $t_{п.в.}$ , поступающей в котел, зависит от расхода пара через ЦВД, определяющего давление в первом отборе и соответственно  $t_{п.в.}$ .

Работа турбоустановки без включенных ПВД допускается только в крайних случаях и только при снижении нагрузки. Работа без включенных ПНД для многих турбоустановок вообще недопустима из-за плохой работы деаэратора при поступлении в него недостаточно нагретого конденсата.

Непрерывно должен контролироваться уровень конденсата греющего пара в паровом пространстве подогревателей для исключения возможности их переполнения и заброса воды в турбину. Не реже 1 раза в неделю необходимо проверять защиту ПВД от переполнения. *Эффективность работы подогревателей оценивается по температурному напору  $\delta t$  в подогревателе* (по разности температуры насыщения, соответствующей давлению греющего пара, и температуры конденсата, покидающего подогреватель). Нормально, когда в ПНД  $\delta t = 2 \dots 3$  °С, а в ПВД  $\delta t = 1 \dots 1,5$  °С. Увеличение температурного напора в ПНД обычно связано с загрязнением трубной системы и ухудшением вакуума, а в ПВД — с протоком некоторого количества питательной воды по обводной линии, а в некоторых случаях и с плохой конструкцией подогревателей.

## 15.4. ПУСК ТУРБИН ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

### 15.4.1. Классификация пусков и основной принцип их проведения

Технология пуска турбины в большой степени зависит от температурного состояния оборудования перед ним. В соответствии с этим различают пуски из холодного, неостывшего и горячего состояний. Эта классификация (для энергоблоков) производится по температуре турбины и главных паропроводов перед пуском.

Если котел и паропроводы блока ТЭС полностью остыли, а температура турбины не превышает 150 °С, то считают, что пуск происходит из холодного состояния. Для мощных энергоблоков для остывания до такой температуры требуется не менее 90 ч. Пускам из горячего состо-

яния соответствует температура турбины 420—450 °С и выше. Такая температура достигается за 6—10 ч. Промежуточным значениям температуры турбины перед пуском соответствуют пуски из неостывшего состояния.

На практике обычно пусками из горячего состояния называют пуск после ночного простоя, из неостывшего состояния — после простоя в субботу и воскресенье, из холодного состояния — после простоя большей длительности. Пуск турбины из любого температурного состояния должен проводиться с учетом явлений, возникающих при нестационарных тепловых режимах, рассмотренных выше.

Всякое удлинение пуска приводит к дополнительным затратам топлива. Поэтому пуск должен производиться быстро, однако не в ущерб надежности. Таким образом, *основной принцип проведения пуска состоит в том, что он должен проводиться со скоростью, максимально возможной по условиям надежной работы.*

#### **15.4.2. Неполадки и дефекты, препятствующие пуску**

В ПТЭ, а также в инструкциях по обслуживанию каждой конкретной турбоустановки в специальном разделе указаны условия, при которых пуск запрещен. Несмотря на различия в конструкциях турбин, пусковых схемах и другом оборудовании, существует определенный общий перечень неполадок и дефектов, без устранения которых пуск турбины запрещается.

Пуск турбины запрещается при неисправности основных приборов, показывающих протекание теплового процесса в турбине и ее механическое состояние. К таким приборам относятся тахометр, приборы, измеряющие температуру и давление свежего пара и пара промежуточного перегрева, а также вакуум и температуру в выходном патрубке.

Неисправность тахометра не позволяет производить прогрев турбины на безопасной частоте вращения (вдали от критических частот и частот, вызывающих резонанс рабочих лопаток), синхронизировать частоту вращения и частоту сети для плавного включения турбогенератора в сеть, создает опасность неконтролируемого повышения частоты вращения и разгона турбины.

Без знания параметров пара перед ЦВД и ЦСД (для турбин с промежуточным перегревом) невозможно выдержать одно из главных требований безопасности пуска — *удержать температурные напряжения в безопасных пределах.* Знание температуры поступающего в цилиндры пара позволяет в определенной степени контролировать относительное расширение ротора.

Повышение температуры выходного патрубка и ухудшение вакуума вызывают опасность расцентровок ротора и корпуса ЦНД с последующими задеваниями и короблениями.

Пуск турбины запрещается при неисправной системе смазки, обеспечивающей смазку подшипников турбины. Качество масла должно удовлетворять стандарту, а его уровень в масляном баке должен быть не ниже допустимого с учетом заполнения маслом и системы регулирования (если системы смазки и регулирования объединены). Маслопроводы должны быть плотными и надежными, все требования техники безопасности должны быть строго соблюдены. Неплотность маслопровода может привести в лучшем случае к падению давления в системе смазки и остановке турбины, а в худшем — к пожару. В предусмотренных местах на маслопроводах должны быть установлены манометры требуемого класса точности, позволяющие достаточно точно измерять давление масла при работе основных, резервных и аварийных насосов. Основные, вспомогательные, резервные и аварийные насосы, арматура маслопроводов и сливной клапан должны быть исправными. Особое внимание должно быть уделено электрической части двигателей насосов и особенно системе блокировок и переключения насосов.

Пуск турбины запрещается при неисправности системы защиты. Хотя система защиты имеет несколько независимых контуров, пуск турбины не разрешается, если неисправен хотя бы один из контуров, обеспечивающих прекращение подачи пара в турбину. Автомат безопасности турбины (каждый из бойков или каждое из колец) должен быть правильно настроен и безупречно работать.

Стопорные клапаны ЦВД и ЦСД не должны заедать, задерживаться при закрытии или неплотно садиться. В равной степени это относится к обратным клапанам с принудительным закрытием на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов пара.

Вся цепочка элементов от датчиков защиты до исполнительных органов должна работать быстро и надежно. В частности, это относится к реле осевого сдвига, вакуум-реле, электромагнитному выключателю.

Должны быть исправными атмосферные клапаны или диафрагмы, предохраняющие выходную часть турбины и камеры отборов от разрыва при повышении давления.

Наконец, должна быть в полной исправности запорная арматура на линиях свежего пара, промежуточного перегрева и отборов. Неплотности арматуры приводят к чрезмерному остыванию отдельных элементов установки при ее остановке на короткий период, скоплению конденсата, который может быть унесен в турбину при последующем

пуске. Должен быть в исправности электрический привод, установленный на арматуре.

Пуск турбины запрещается при неисправной системе регулирования. Если система регулирования отделена от системы смазки, то маслоснабжение системы регулирования должно быть таким же надежным, как и снабжение маслом подшипников.

Регулирующие клапаны ЦВД и ЦСД не должны заедать и должны плотно садиться на свои седла. Следует помнить, что система регулирования не только выполняет функцию регулирования электрической нагрузки или отборов, но и является одним из контуров защиты турбины от разгона.

Регулирование должно надежно работать на холостом ходу, не допуская чрезмерных колебаний частоты вращения. В противном случае затрудняется синхронизация турбогенератора с сетью и становится невозможным удержать частоту вращения в допустимых пределах (без срабатывания автомата безопасности) при сбросе нагрузки. Поддержание устойчивого вращения турбины на холостом ходу и

переход на холостой ход при полном сбросе электрической нагрузки — неперенные требования к системе регулирования, без удовлетворения которых агрегат не может быть допущен к эксплуатации.

Пуск турбины запрещается, если неисправно валоповоротное устройство. Подача пара на неподвижный ротор перед набором вакуума в турбине неминуемо приведет к тепловому изгибу ротора, повышенной вибрации и истиранию уплотнений со снижением экономичности.

Должны быть в безупречном состоянии теплофикационная установка и все приборы, характеризующие ее состояние.

### 15.4.3. Пуск неблочных ПТУ из холодного состояния

**Особенности пуска неблочных ПТУ.** Основные характерные особенности пуска неблочной ПТУ вытекают из схемы паропроводов электростанции с поперечными связями. Поскольку от парового коллектора станции питаются другие турбины, перед

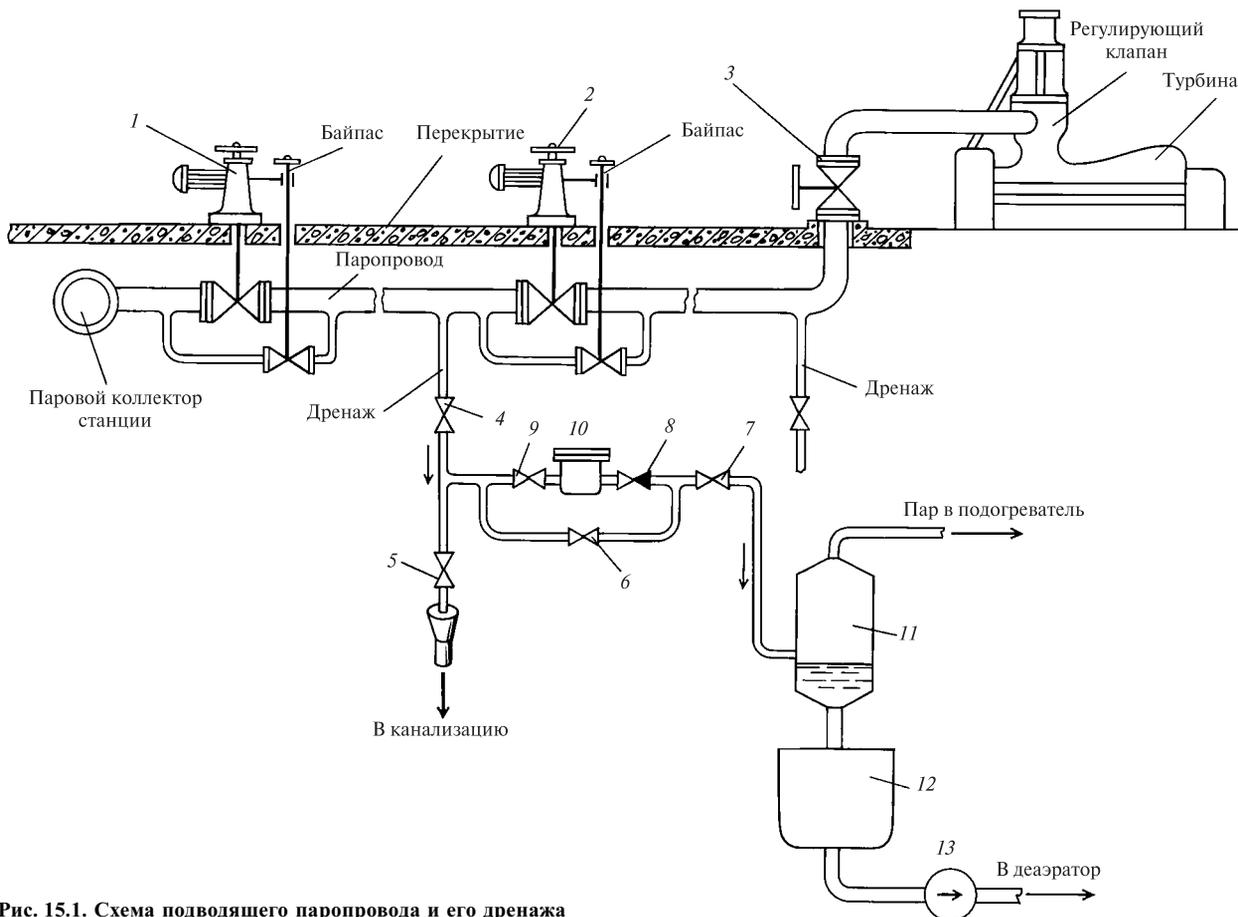


Рис. 15.1. Схема подводящего паропровода и его дренажа

пуском конкретной турбины для нее имеется пар номинальных параметров. Поэтому *главной особенностью пуска неблочной ПТУ является использование пара номинальных параметров*. При этом в сферу обязанностей машиниста не входят заботы о паровом коллекторе электростанции и о параметрах пара в нем. Об этом заботится персонал котельной установки.

Деаэраторы на неблочных ТЭС относятся к общестанционному хозяйству. Подача деаэрируемой воды и греющего пара в деаэратор производится из коллекторов конденсата и греющего пара, к которым присоединены другие турбины данной ТЭС. Поэтому во время пуска конкретной турбины машинисту ПТУ неблочной ТЭС нет необходимости заботиться о работе деаэраторов. Только после пуска турбины производят ее подключение к соответствующим коллекторам. Это же относится к работе сетевых подогревателей.

Таким образом, в сферу забот машиниста при пуске неблочных ПТУ входят паропроводы от парового коллектора электростанции до турбины, собственно турбина вместе с конденсационной установкой, регенеративная система и в общем случае теплофикационная установка.

На рис. 15.1 показана схема паропровода от парового коллектора электростанции до стопорного клапана турбины. Непосредственно у парового коллектора установлена магистральная задвижка 1, а у стопорного клапана турбины — главная паровая задвижка (ГПЗ) 2.

Прогрев паропровода при пуске турбины производится по участкам: сначала прогревается участок от парового коллектора до ГПЗ, а затем — от ГПЗ до стопорного клапана 3. Для прогрева паропровода паром с постепенно повышающимися параметрами, отвода конденсата, образующегося при подаче пара в холодный паропровод, его снабжают дренажами — трубопроводами малого диаметра, соединяющими главный паропровод с устройствами, в которых поддерживается меньшее давление (в частности, это может быть просто атмосфера). Дренажи ввариваются в самые низкие точки паропровода для свободного стока конденсата, а сам паропровод должен иметь небольшой уклон в сторону дренажа.

Каждый дренаж снабжают арматурой и специальными устройствами, позволяющими ему работать в трех характерных режимах.

Прежде всего дренаж может работать «на воронку»: для этого открывают вентили 4 и 5 образующийся конденсат сбрасывают в канализацию. Такой режим используется на первых этапах прогрева паропровода, когда конденсат загрязнен оксидами железа, образовавшимися при простое турбины.

После достаточной промывки паропровода осуществляется постепенный перевод дренажа «с воронки» на расширитель 11 (путем открытия вентиля 7, обводного вентиля 6 конденсатоотводчика 10 и закрытия вентиля 5 «на воронку»). В расширителе поддерживается пониженное давление, поэтому происходит частичное вскипание дренажного конденсата. Образующийся пар используется в цикле, а конденсат направляется в дренажный бак 12 и затем дренажным насосом 13 подается в деаэратор. Аналогичным образом работает дренаж и при окончании конденсации, когда прогрев паропровода ведется уже «пролетным» паром.

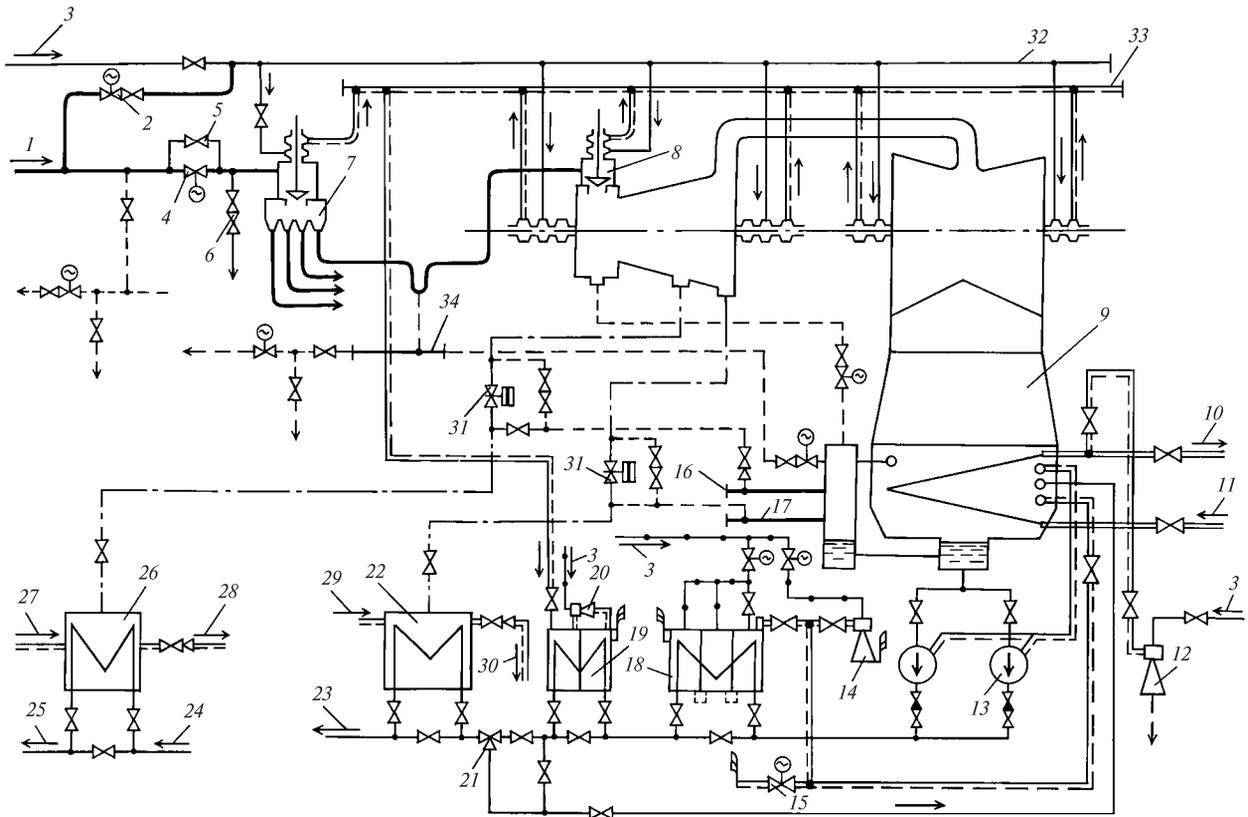
После полного прогрева паропровода такие постоянные дренажи закрывают. Когда дренаж подсоединен к полостям, где возможно скопление конденсата при работе турбины или при коротких ее остановках, дренаж оставляют в работе, однако дренирование осуществляют через вентили 8 и 9 и конденсатоотводчик 10 — устройство, не пропускающее пар, но периодически отводящее конденсат из дренажной линии. Обводной вентиль конденсатоотводчика при этом закрывают.

**Пусковая схема неблочных ПТУ.** На рис. 15.2 показана упрощенная пусковая схема турбины, состоящей из ЦВД и двухпоточного ЦНД. Для того чтобы не мешать пониманию процессов, происходящих при начальном этапе пуска, схематически показана система регенерации турбины, схема уплотнений содержит только трубопроводы, необходимые при анализе пусковых операций. Многие из этих элементов будут рассмотрены ниже.

Для прогрева и пуска схема содержит три дренажных коллектора: высокого, среднего и низкого давлений. Такое разделение необходимо, так как в противном случае пар или конденсат из трубопровода высокого давления будет вытеснять конденсат из дренажа низкого давления. Все три коллектора соединены с расширителем, паровое пространство которого связано с паровым пространством конденсатора, а водяное — с его конденсатосборником.

В коллектор высокого давления заведены дренажи четырех перепускных труб от стопорного клапана к четырем регулирующим клапанам турбины. Если конструкция паропускной части турбины позволяет скопиться конденсату в области паровпуска, то образующийся конденсат также отводят в дренажный коллектор высокого давления.

Дренажи ЦВД (для простоты показан один дренаж) направлены непосредственно в расширитель, что практически исключает возможность попадания в турбину воды через дренажную линию (это может произойти только при переполнении конденсатом расширителя). В дренажный коллектор среднего давления обычно заводят дренажи перепуск-



**Рис. 15.2. Принципиальная пусковая схема неблочной ПТУ:**

1 — свежий пар из коллектора; 2 — вентиль для подмешивания свежего пара к уплотняющему; 3 — пар от деаэрата; 4 — ГПЗ; 5 — байпас ГПЗ; 6 — вентиль обеспаривания; 7 — стопорный клапан; 8 — регулирующий клапан; 9 — конденсатор; 10, 11 — отвод и подвод охлаждающей воды; 12 — эжектор циркуляционной системы; 13 — конденсатный насос; 14 — пусковой эжектор; 15 — задвижка для срыва вакуума; 16, 17, 34 — дренажные коллекторы соответственно среднего, низкого и высокого давлений; 18 — пароструйный эжектор; 19 — эжекторный охладитель; 20 — эжектор уплотнений; 21 — клапан рециркуляции; 22 — первый ПНД; 23 — конденсат во второй ПНД; 24 — питательная вода из деаэрата; 25 — питательная вода во второй ПВД; 26 — первый ПВД; 27, 29 — отсос воздуха из следующего подогревателя; 28, 30 — отсосы воздуха из подогревателей; 31 — обратные клапаны с принудительным закрытием; 32 — коллектор уплотнений пара; 33 — коллектор отсоса паровоздушной смеси из уплотнений

ных труб от ЦВД к ЦСД (если он имеется), паровпускной части ЦСД и трубопроводов отборов на ПВД (на рис. 15.2 для простоты показан только один отбор на ПВД). Дренажи трубопроводов отборов на ПНД и на сетевые подогреватели обычно заводят в коллектор низкого давления.

#### **Пуск неблочной ПТУ из холодного состояния.**

Приступать к пуску турбоустановки можно только при отсутствии запретов на пуск, изложенных выше. Пуск конденсационной турбины состоит из трех основных этапов:

- 1) подготовительного, охватывающего период от первых проверочных операций до приведения ротора во вращение;
- 2) разворота и доведения частоты вращения до синхронной;

- 3) синхронизации и нагружения турбины.

**Подготовка к пуску** предусматривает проверку общего состояния турбоустановки и отсутствия незаконченных работ, исправности приборов и сигнализации. Убедившись в готовности оборудования к пуску, приступают к прогреву трубопроводов от стационарного парового коллектора до ГПЗ (см. рис. 15.1).

Перед подачей пара в прогреваемый трубопровод при пуске турбины из холодного состояния его температура равна температуре окружающей среды, т.е. составляет несколько десятков градусов. При подаче в трубопровод горячего пара происходит его мгновенная конденсация. Интенсивность теплообмена между пленкой образующегося конденсата и внутренней поверхностью чрезвычайно велика.

Внутренняя поверхность практически сразу приобретает температуру конденсата, которая равна температуре насыщения. Внешние слои трубопровода при этом остаются холодными. Поэтому мгновенно возникают очень высокие температурные напряжения — происходит тепловой удар. *Циклическое повторение тепловых ударов приводит к появлению трещин малоциклового усталости, их развитию и разрушению паропровода.*

Поэтому на первых этапах пуска в прогреваемом паропроводе необходимо иметь низкое давление, которому будут соответствовать малая температура насыщения и, следовательно, малые температурные напряжения в паропроводе. Этого добиваются путем открытия дренажей (вентили 4 и 5 на рис. 15.1) и постепенного открытия байпаса магистральной задвижки 1.

Прогрев паропровода на сниженном давлении (примерно 0,5—1 МПа) ведут до прекращения массовой конденсации, когда паропровод прогреется до температуры насыщения. Далее путем постепенного открытия байпаса магистральной задвижки повышают давление в паропроводе (скорость повышения давления оговорена в каждой инструкции и обычно составляет 0,1—0,2 МПа/мин). Управляя дренажами паропровода, как описано выше, доводят давление в нем до номинального. После этого открывают магистральную задвижку 1, а ее байпас закрывают.

Аналогичным образом прогревают участок паропровода (перепускные трубы) от ГПЗ до стопорного клапана. Обычно время прогрева всего паропровода составляет в зависимости от параметров пара от 40 до 90 мин. Период прогрева паропроводов совмещают с другими подготовительными операциями с таким расчетом, чтобы к моменту окончания прогрева паропровода все подготовительные операции были закончены (это экономит расход электроэнергии и теплоты на собственные нужды ПТУ).

Важнейшей и одной из самых длительных по времени операций является пуск конденсационной установки (см. рис. 15.2), который начинают с пуска циркуляционных насосов. В простейшем случае для этого необходимо заполнить их водой и включить. Во многих случаях этого оказывается недостаточно: насосы поднимают охлаждающую воду на некоторую высоту, но не могут заполнить трубопроводы и прокачать воду через конденсатор. Для того чтобы они могли это сделать, необходимо заполнить циркуляционную систему с помощью насосов технической воды, создать сифон и после этого запустить циркуляционный насос. Тогда вода, движущаяся сплошным потоком в сбросном циркуляционном трубопроводе, будет оказывать дополнительное всасывающее действие и будет обеспечена нормальная работа циркуляци-

онных насосов. Для облегчения создания сифона включается эжектор 12 циркуляционной системы, рабочий пар для которого берут либо из уравнивательной линии деаэраторов, либо из паропровода свежего пара. После отсоса воздуха из водяной системы конденсатора его заполняют циркуляционной водой (под действием атмосферного давления), а затем включают в работу циркуляционные насосы. Далее пускают в ход конденсатные насосы 13. Для этого предварительно в конденсатор 9 добавляют химически очищенную воду (до уровня, предусмотренного инструкцией), открывают воздушники насосов, сообщающихся с паровым пространством конденсатора, и опробуют конденсатные насосы и их блокировки на холостом ходу (при закрытых напорных задвижках). После этого закрывают задвижку перед клапаном автоматической рециркуляции 21 в конденсатор, но открывают задвижку ручной рециркуляции. Это необходимо для того, чтобы при отсутствии подачи пара в конденсатор не произошла полная откачка конденсата с последующим срывом конденсатных насосов. После создания петли рециркуляции конденсатные насосы выходят на нормальный режим работы. Затем приступают к созданию в конденсаторе и турбине вакуума. Для этого используют пусковой 14 и основной 18 эжекторы. На пусковой эжектор сначала подают пар (либо свежий, либо из уравнивательной линии деаэраторов), а затем открывают задвижки на линии отсоса паровоздушной смеси из конденсатора. После создания пусковым эжектором в конденсаторе небольшого вакуума (примерно 15—20 кПа) включают в работу основной эжектор 18.

В период набора вакуума с помощью пускового и основного эжекторов (и прогрева паропровода) проверяют работу элементов систем маслоснабжения, смазки, защиты и регулирования. Проверяется работа пускового масляного (если основной насос расположен на валу турбины), резервного и аварийного насосов, масляного реле давления и исправность электрических блокировок.

При работающих насосах системы смазки и гидродоподъеме роторов проверяют работу ВПУ, включая его электродвигатель и вводя в зацепление шестерни устройства и вала турбины. При вращении ротора ВПУ «прослушивают» стетоскопом турбину (проверяют отсутствие задеваний в проточной части и концевых уплотнениях). После проверки работы ВПУ отключается.

Проверка систем защиты и регулирования выполняется при закрытых ГПЗ и ее байпасе и отсутствии давления перед стопорным клапаном во избежание разгона турбины. Проверяются закрытие стопорного клапана и обратных клапанов на линиях отборов при воздействии на золотники автомата безопасности с помощью кнопок у тур-

бины и кнопки дистанционного отключения, а также плавность хода регулирующих клапанов под воздействием механизма управления как от ручного привода, так и дистанционного управления.

После проверки работы ВПУ появляется возможность ускорения набора вакуума, при котором допускается подача пара в турбину. Для этого ротор турбины снова приводят во вращение посредством ВПУ, из коллектора уплотнений подают пар на уплотнения турбины и включают эжектор уплотнений для отсоса паровоздушной смеси из последних камер концевых уплотнений турбины и штоков клапанов. Необходимо подчеркнуть, что *подача пара на уплотнения при неподвижном роторе категорически запрещена*, поскольку это вызовет неизбежный тепловой изгиб ротора и интенсивную вибрацию при попытке увеличить частоту вращения.

Непосредственно перед толчком ротора необходимо механизм управления турбины поставить в положение минимальной частоты вращения; тогда при развороте турбины, когда вступит в работу система регулирования, частота вращения будет меньше номинальной. В дальнейшем механизмом управления можно будет плавно довести частоту вращения до синхронной.

**Приведение ротора во вращение** (толчок ротора) можно производить различными способами. Наиболее простым является толчок открытием одного из регулирующих клапанов: в этом случае можно очень тонко регулировать расход пара и точно поддерживать необходимую частоту вращения. Однако такой способ плох тем, что пар, выходящий из одной группы сопел, несимметрично обогревает корпус, вызывая его коробление. Поэтому такой способ практически не применяется.

Для турбин малой мощности и на умеренные начальные параметры пара для разворота турбины часто используют стопорный клапан. Такой способ особенно удобен в том случае, когда стопорный клапан имеет специальный небольшой клапан для тонкой регулировки расхода пара.

Наиболее часто для приведения турбины во вращение используют байпасную линию ГПЗ, по которой подают пар в турбину через все сопловые сегменты. Это не только обеспечивает симметричный обогрев корпуса в области паровпуска, но и уменьшает интенсивность теплообмена между паром и внутренней поверхностью сопловых коробок (поскольку то же количество пара проходит не через один, а через несколько сегментов, и тогда его скорость будет меньше).

*В момент начала вращения ротора, когда в турбину начинает поступать свежий пар, в ней происходят такие же тепловые явления, как и в паропроводе. Поскольку корпус турбины холодный, происходит интенсивная конденсация пара,*

*поэтому конденсат необходимо отводить из корпуса через дренажи.*

Интенсивность теплового удара, возникающего при конденсации пара в холодной турбине, зависит от давления в турбине. Это давление будет тем меньше, чем меньше требуется пара для начала вращения ротора. Углубление вакуума в турбине перед подачей пара и достаточный разогрев масла, идущего к подшипникам, уменьшают силы трения и давление в камере регулирующей ступени, возникающее в момент начала вращения ротора. Этому же способствует гидростатический подъем ротора.

**Повышение частоты вращения** ведут в соответствии с графиком пуска. Разгон ротора до номинальной частоты вращения производят непрерывно, а руководствуясь следующими правилами.

1. В процессе разворота производятся выдержки, при которых частота вращения остается неизменной. Эти выдержки необходимы для равномерного прогрева ротора и корпуса турбины для удержания в допустимых пределах относительного удлинения ротора и температурных напряжений в роторе и корпусе. Необходимость прогрева ротора на малых частотах вращения особенно важна для пуска из холодного состояния, когда из-за высокой критической температуры хрупкости материала ротора имеется опасность хрупкого разрушения. В начальный период пуска из холодного состояния необходима выдержка для удаления из корпуса турбины образующегося конденсата.

2. Критические частоты валопровода следует проходить быстро, не давая развиваться интенсивным колебаниям.

3. При появлении повышенной вибрации следует снизить частоту вращения и прогреть турбину при этой частоте. В большинстве случаев повышенная вибрация при пуске возникает из-за временного теплового прогиба вала или временного коробления корпуса вследствие несимметричного прогрева. Если при последующей попытке поднять частоту вращения вибрация не возникает, то можно продолжать повышать частоту вращения. В противном случае турбину надо остановить и выяснить причину повышенной вибрации.

4. В процессе разворота необходимо периодически «прослушивать» турбину стетоскопом. При возникновении задеваний необходимо снизить частоту вращения. При прекращении задеваний следует дополнительно прогреть турбину и опять поднять частоту вращения. Если задевания ликвидировать не удастся, то следует остановить турбину и выяснить их причину.

5. В процессе разворота необходимо внимательно следить за работой всех систем турбины и конденсатора, за температурным состоянием корпуса турбины. Особенно внимательно надо следить

за уровнем конденсата в конденсаторе, не допуская его повышения за счет увеличивающегося расхода пара; избыток конденсата следует отводить в деаэрактор, если химическим анализом подтвердятся его нормальное качество.

Температура масла на входе и выходе из подшипников должна тщательно контролироваться. На первом этапе пуска, в частности при опробовании системы смазки, охлаждающая вода на маслоохладитель не подается, поскольку температура масла и так мала и его смазочные свойства недостаточны. Пуск турбины разрешается только по достижении температуры масла не меньше 30 °С. В дальнейшем температура масла будет повышаться за счет трения в масле при вращении ротора, и поэтому в определенный момент на маслоохладители следует подать охлаждающую воду. Обычно на выходе из маслоохладителя поддерживается температура масла на уровне 45 °С, а на выходе из подшипников — не более 65 °С.

Разница температур верха и низа цилиндра строго ограничивается для каждой турбины. *Обычно предельно допустимое значение разности температур верха и низа цилиндра находится на уровне 50 °С, причем требуется продолжать прогрев до уменьшения этой разности до 30—35 °С.* Так же строго ограничивается разность температур фланца и шпильки, обычно не выходящая за пределы 20—30 °С.

Работа турбины вблизи номинальной частоты вращения называется холостым ходом. При холостом ходе турбина мощности не вырабатывает, а вся энергия поступающего пара расходуется на преодоление трения в масляном слое подшипников и трения ротора турбины о пар. При таком режиме пар, протекающий через турбину, сильно разогревается, а температура ее выходной части повышается. Это грозит появлением расцентровок и повышением вибрации. Поэтому время холостого хода по возможности ограничивают.

С помощью механизма управления доводят частоту вращения ротора турбины до синхронной и на этой частоте проводят вторичную проверку работы систем защиты и регулирования.

В процессе всех проверок турбина должна работать устойчиво. При неустойчивом холостом ходе эксплуатация турбины запрещается. Опробуются кнопка ручного выключателя турбины и кнопки дистанционного отключения турбины, расположенные на щите. При этом должны закрыться стопорные и регулирующие клапаны, а частота вращения должна медленно уменьшаться. Воздействием на электрические контакты проверяют срабатывание реле осевого сдвига и работу реле давления. Воз-

действием на механизм управления проверяют плавность перемещения регулирующих клапанов.

Последней операцией перед синхронизацией турбины является проверка срабатывания автомата безопасности на холостом ходу путем подачи к бойкам масла для выбивания бойка или смещения кольца. *Работа турбины с неисправным автоматом безопасности не допускается.*

После синхронизации машины и включения ее в сеть начинается немедленный **набор нагрузки** в соответствии с пусковой инструкцией. В процессе нагружения необходимо осуществлять контроль за всеми параметрами, перечисленными при рассмотрении этапа разворота турбины.

Следует подчеркнуть, что если для турбины небольшой мощности наиболее ответственным является этап начала вращения и прогрева на малой частоте, а процесс набора нагрузки не вызывает больших затруднений, то для мощных турбин наиболее ответственным является этап нагружения, когда с ростом расхода пара через турбину резко увеличивается интенсивность теплообмена. При повышенных толщине корпуса и диаметре ротора это вызывает в них значительные температурные напряжения, этот фактор ограничивает скорость набора нагрузки. Поэтому машинист турбины должен строго придерживаться графика нагружения, составленного и проверенного при отладке режимов. В процессе нагружения необходимо особенно внимательно следить за относительным удлинением ротора и при условиях, предусмотренных инструкцией, включать обогрев фланцевых соединений. При этом столь же внимательно следует контролировать разность температур фланца и шпилек, чтобы, подавая пар на обогрев шпилек, удерживать ее в определенных пределах.

В процессе разворота и нагружения турбины, когда расход пара в конденсатор непрерывно увеличивается, необходимо прикрывать клапан ручной рециркуляции конденсата в конденсатор, переводя его в ПНД и деаэрактор. При достаточном расходе пара включают в работу автоматический клапан рециркуляции 21 (см. рис. 15.2), а клапан ручной рециркуляции закрывают. В дальнейшем уровень конденсата в конденсаторосборнике поддерживается автоматически.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, для теплофикационных турбин необходимо включить регуляторы давления пара в отборах, затем после проверки работы обратных клапанов открыть задвижки на линиях регулируемых отборов и подать пар на производство или в сетевые подогреватели. Этот этап одинаков для пуска неблочных и блочных турбин, и его мы рассмотрим ниже.

#### 15.4.4. Пуск блочных паротурбинных установок

**Особенности пусков блоков** связаны прежде всего с различиями в тепловых схемах блоков и ПТУ неблочного типа. В блочной установке работа котла и работа турбины жестко связаны: пар, вырабатываемый котлом, может быть использован только в турбине блока (или не использован вообще), а турбина может получить пар только из котла данного блока. Поэтому пуск котла и пуск турбины в блоке стремятся совместить. Но условия надежной работы турбины и котла различны: если турбина может работать даже при весьма малых расходах пара, то надежная работа котла может быть обеспечена только при значительном расходе питательной воды. Таким образом, на ряде этапов пуска котел вырабатывает пар, который турбина не может использовать. Поэтому предусматриваются специальные устройства для обвода (байпасирования) турбины и сброса пара в конденсатор.

Пусковой обвод принципиально позволяет вести пуск блочных ПТУ точно так же, как и пуск неблочных ПТУ. Для этого необходимо сбрасывать пар в конденсатор и повышать параметры пара за котлом до тех пор, пока они не достигнут номинальных значений. Однако, во-первых, это будет очень неэкономично, а во-вторых, приведет к резкому усложнению оборудования станции, *поэтому пуск блочных установок из холодного состояния всегда осуществляют на скользящих параметрах*, когда в процессе всего пуска и температура, и давление пара за котлом (перед турбиной) постепенно повышаются, достигая своих номинальных значений только при номинальной или близкой к ней нагрузке.

В схему блока органически входит не только котел, но и весь конденсатно-питательный тракт с его оборудованием: деаэраторами, питательной установкой и ПВД. Поэтому при пуске блока необходимо заботиться о пуске этого оборудования и его резервировании посторонними источниками пара, когда блок еще не работает.

Кроме ограничивающих факторов, аналогичных тем, которые действуют в неблочной ПТУ, при пуске блоков возникают дополнительные. Прежде всего блочные ПТУ существенно сложнее, чем ПТУ неблочного типа: во многих случаях они выполняются с промежуточным перегревом, с большим числом цилиндров и сложной системой регенерации. Во многих случаях режим пуска определяется условиями работы не ЦВД, а ЦСД.

Важное значение при пусках приобретает безопасный прогрев паропроводов и арматуры, которые, особенно в условиях сверхкритического давления, имеют толстые стенки, вследствие чего в них возникают высокие температурные напряжения.

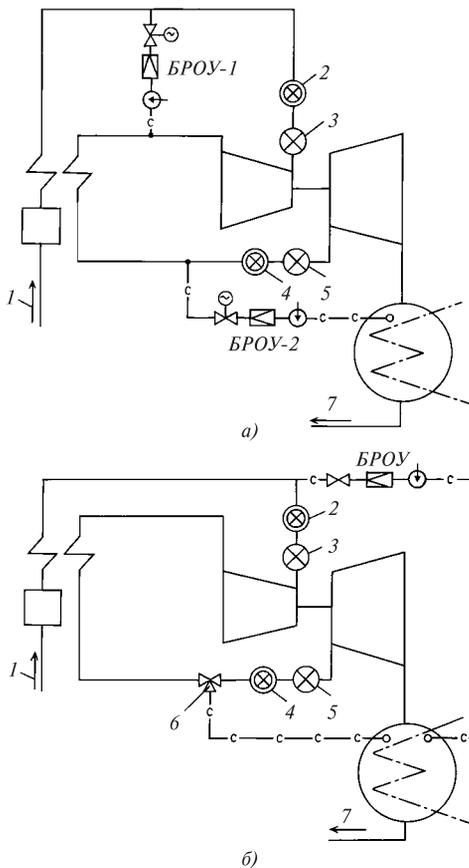
Режим пуска блока может диктоваться и условиями работы котла: надежностью работы поверхностей нагрева, барабана, сепаратора, пароперегревателя и др.

**Пусковые схемы блоков.** К пусковым схемам блоков предъявляются ряд жестких требований. Они должны обеспечивать возможность пуска блока из любого состояния, т.е. после простоя любой продолжительности. Для этого паропроводы блока и турбину снабжают большим количеством дренажей, байпасами, системами прогрева паропроводов, фланцев, шпилек и др. Пуск должен быть надежным и экономичным. Должен обеспечиваться водный режим, при котором нормально работают тепловоспринимающие поверхности котла, а турбина не заносится отложениями.

Блоки строятся с барабанными и прямоточными котлами.

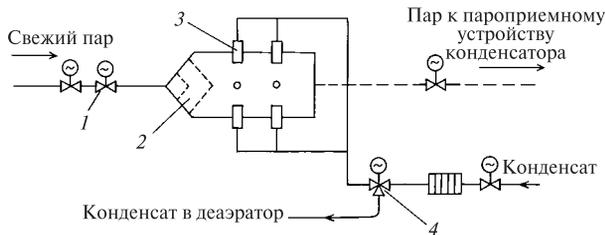
Пусковые схемы принято делить на однобайпасные и двухбайпасные. Двухбайпасные пусковые схемы (рис. 15.3, а) содержат два обвода: быстродействующую редуционно-охладительную установку БРОУ-1, которая перепускает пар из паропроводов свежего пара в холодные нитки промежуточного перегрева, и БРОУ-2, направляющую пар из горячих ниток промежуточного перегрева в конденсатор. При пуске турбины в быстродействии БРОУ нет необходимости. Однако эти устройства используются не только при пусках, но и при резких сбросах нагрузки и аварийных режимах, когда клапаны ЦВД и ЦСД ограничивают пропуск пара в турбину, а котел продолжает его вырабатывать. В этих случаях и необходимо быстродействие. БРОУ, особенно для блоков сверхкритического давления пара, является сложным, дорогим и не всегда достаточно надежным устройством. Схема БРОУ показана на рис. 15.4. Расход пара через БРОУ регулируется дроссельным клапаном 1. Уменьшение давления пара осуществляется в дроссельных решетках 2, установленных внутри корпуса БРОУ. Для охлаждения пара через регулирующий клапан 4 внутрь БРОУ впрыскивается конденсат через форсунки 3.

В России энергоблоки выполняются с однобайпасной пусковой схемой (рис. 15.3, б).



**Рис. 15.3. Принципиальные пусковые схемы блоков:**

*a* — двухбайпасная; *б* — однобайпасная; 1 — питательная вода в котел; 2, 3 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; 4, 5 — то же ЦСД; 6 — сбросной клапан; 7 — конденсат в систему регенерации



**Рис. 15.4. Схема БРОУ**

#### Пусковая схема блока с барабанным котлом.

На рис. 15.5 показана упрощенная двухбайпасная пусковая схема конденсационного блока с барабанным котлом. Для простоты показано только по одной нитке свежего пара и пара промежуточного перегрева, по одному стопорному и регулиющему клапану ЦВД и ЦСД, по одному эжектору и конденсатному насосу. Не изображены регулируемые

отборы, схемы уплотнений (концевых и штоков клапанов) и конденсационной установки, аналогичные схемам, приведенным на рис. 15.2. Не показаны также линии отсоса воздуха из подогревателей.

Насыщенный пар, поступающий из барабана 1, перегревается в пароперегревателе и по паропроводу направляется к стопорному клапану 8. На каждом из паропроводов установлены пусковая задвижка 6 и ее байпас 7. Между паропроводами свежего пара установлена перемычка, к которой подключена БРОУ-1, перепускающая свежий пар в обход турбины в тракт холодного промежуточного перегрева.

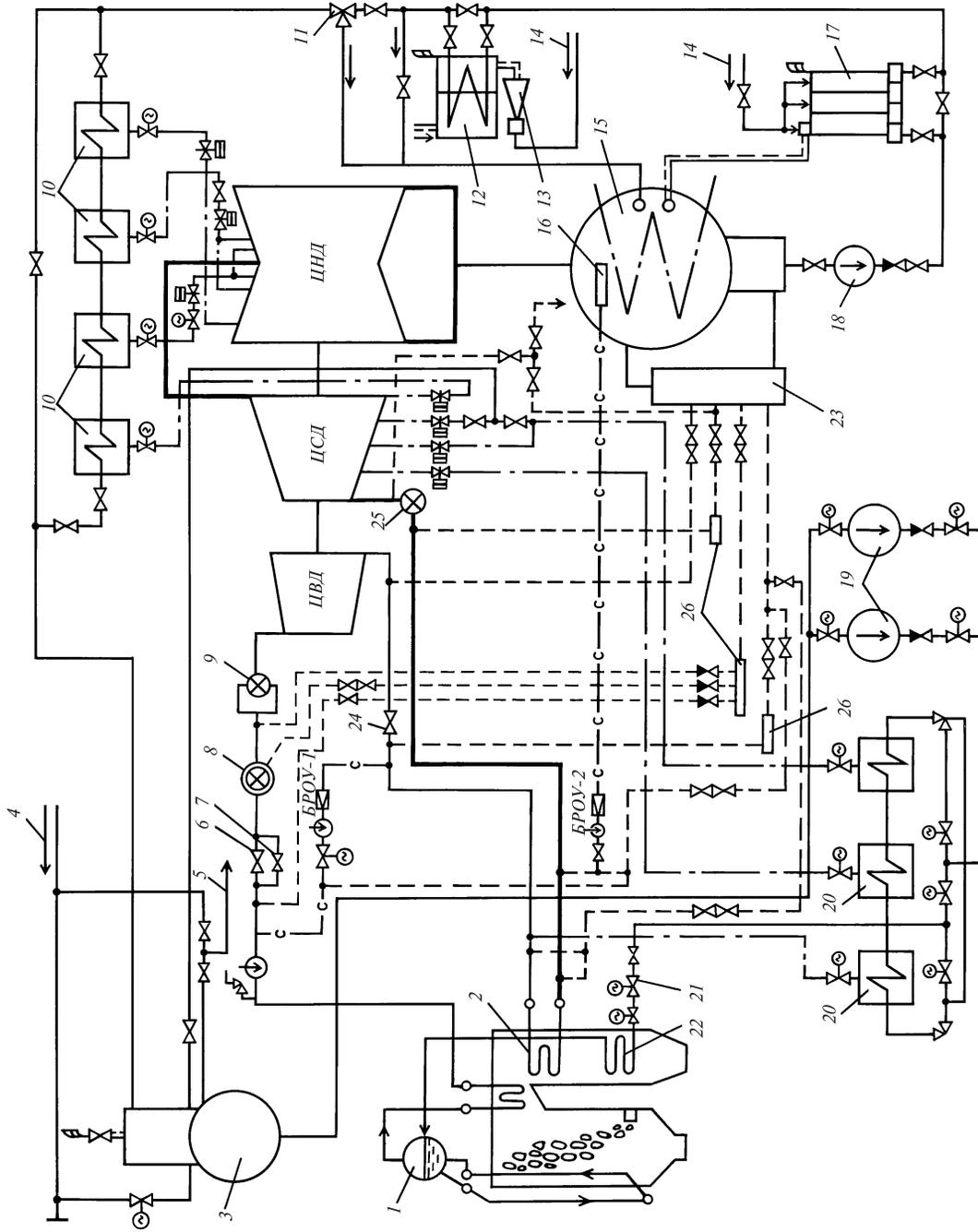
На выходе из промежуточного пароперегревателя 2 перед стопорно-регулирующими клапанами ЦСД 25 на каждом из паропроводов установлено по одной БРОУ-2, которые направляют пар из тракта промежуточного перегрева в конденсатор 15 турбины (в его пускосбросное устройство 16).

При нормальной работе блока пар для работы основного эжектора 17 и эжектора уплотнений 13 берется из работающего деаэратора 3. При пуске турбины указанные источники пара не могут быть использованы, и тогда необходимо брать пар от постороннего источника (соседнего блока или общестанционной паровой магистрали). Этот же пар используется и для деаэрации питательной воды при пусках, работы эжекторов циркуляционной системы и пускового эжектора.

Для возможности прогрева паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева, паропроводов подвода пара к БРОУ, стопорного клапана, перепускных труб к регулирующим клапанам, стопорно-регулирующих клапанов ЦСД предусмотрены дренажи, которые объединяются в коллекторе 26, подключенном к расширительному дренажу точно так же, как и в схеме, приведенной на рис. 15.2.

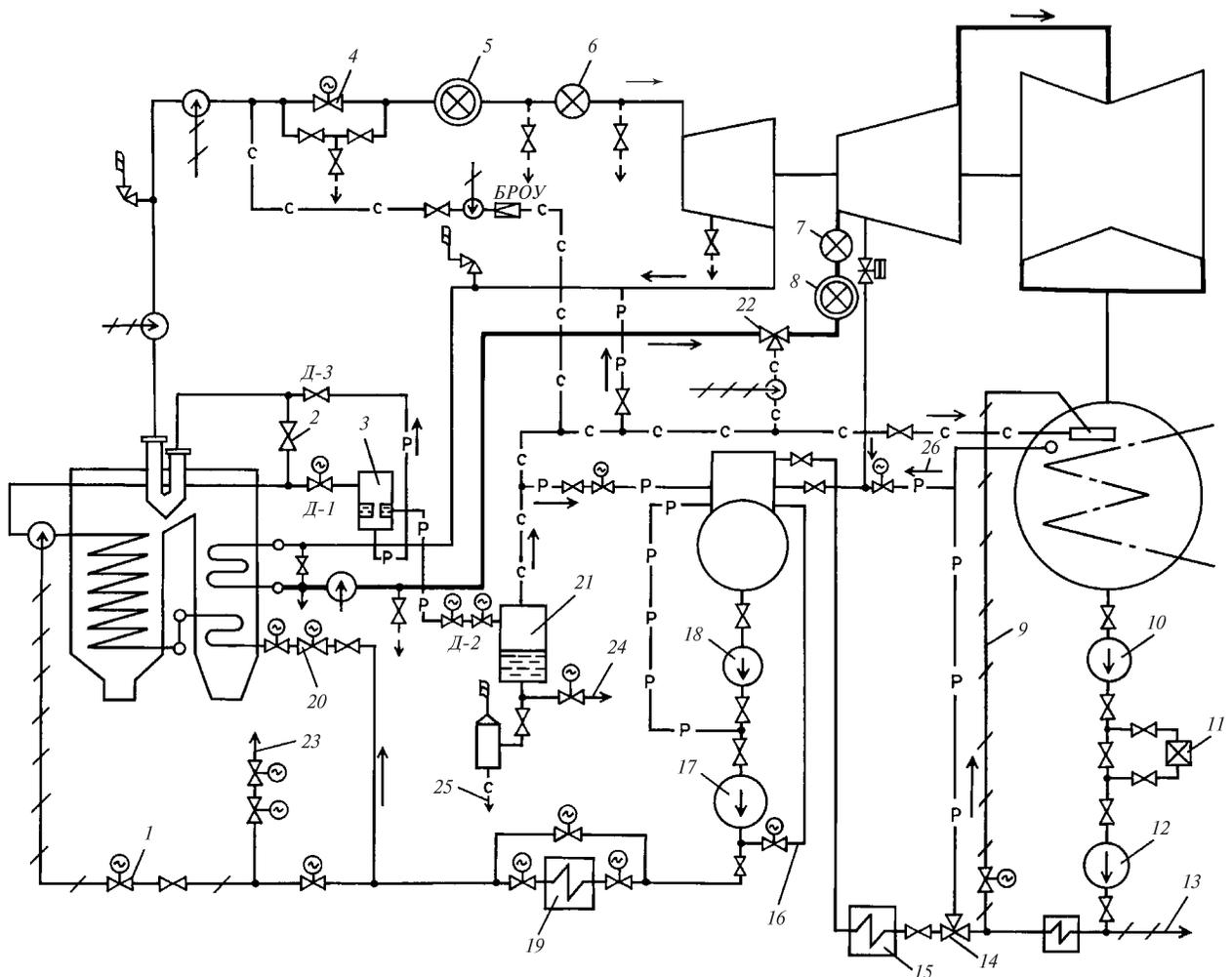
Характерной особенностью схемы с барабанным котлом является отсутствие необходимости внешней циркуляции питательной воды при его розжиге. Если барабан котла заполнен водой, а в его топке включены горелки, то начнется естественная циркуляция питательной воды из барабана по опускным трубам (расположенным вне топки) и затем по подъемным трубам (расположенным в топке) в барабан. За счет теплоты горящего топлива будет происходить образование пара в барабане, причем важно, что при отсутствии расхода пара из котла (в начале пуска) не требуется подача в него питательной воды.

**Пусковая схема с прямоточным котлом.** На рис. 15.6 показана пусковая схема моноблока с прямоточным котлом на сверхкритическое давление пара и с одним обводом. БРОУ, установленная на перемычке паропроводов свежего пара, при пусках и сбросах нагрузки направляет пар непосредственно в пускоприемное устройство конденсатора.



**Рис. 15.5. Упрощенная пусковая схема блока с барабанным котлом:**

1 — барабан; 2 — промежуточный пароперегреватель; 3 — деаэратор; 4 — пар от постороннего источника; 5 — пар на эжекторы; 6 — ГПЗ; 7 — байпас ГПЗ; 8 — стопорный клапан; 9 — регулирующий клапан; 10 — ПНД; 11 — ПНД; 12 — эжекторный охладитель; 13 — эжекторный охладитель; 14 — пар от деаэратора; 15 — конденсатор; 16 — пускосборное устройство; 17 — эжектор; 18 — питательные насосы; 19 — питательный насос; 20 — ПВД; 21 — питательный клапан; 22 — экономайзер; 23 — расширитель; 24 — сбросная задвижка; 25 — комбинированный стопорно-регулирующий клапан ПВД; 26 — дренажные коллекторы



**Рис. 15.6. Принципиальная пусковая схема моноблока с прямоточным котлом:**

1 — регулирующий клапан впрыска; 2 — встроенная задвижка; 3 — встроенный сепаратор; 4 — ГПЗ; 5, 6 — стопорный и регулирующий клапаны ЦВД; 7, 8 — стопорный и регулирующий клапаны ЦСД; 9 — линия впрыска в конденсатор; 10, 12 — конденсатные насосы; 11 — БОУ; 13 — на впрыск в БРОУ; 14 — клапан рециркуляции; 15 — группа ПНД; 16 — линия рециркуляции; 17 — питательный насос; 18 — бустерный насос; 19 — группа ПВД; 20 — регулирующий питательный клапан котла; 21 — растопочный расширитель; 22 — сбросной клапан; 23 — питательная вода в деаэрактор; 24 — в конденсатор; 25 — сброс в циркуляционный водовод; 26 — пар от постороннего источника

Для обеспечения тракта промежуточного перегрева при сбросах нагрузки служат сбросные клапаны, направляющие пар также в конденсатор.

В отличие от барабанного прямоточный котел не может работать при малом расходе питательной воды через топочные экраны. Нормальная работа прямоточного котла возможна только при расходе воды, составляющем около 30 % номинального, и достаточно большом давлении. Это требует создания при пуске котла циркуляции нагреваемой среды. Поэтому для пуска котел оборудуется специальным растопочным узлом, состоящим из встроенной в тракт котла задвижки, дроссельного

клапана *Д-1*, встроенного сепаратора, дроссельных клапанов *Д-3* и *Д-2* и растопочного расширителя, в котором поддерживается давление около 2 МПа.

Встроенная задвижка делит тракт котла на испарительную и перегревательную части. Перед растопкой котла встроенную задвижку и дроссельный клапан *Д-3* закрывают и, несколько открывая дроссельный клапан *Д-1*, создают циркуляцию питательной воды по контуру конденсатор — деаэрактор — питательный насос — испарительная часть котла — встроенный сепаратор — расширитель — конденсатор (приведен один из возможных вариантов циркуляции). При зажигании горелок котла сначала про-

исходит нагрев воды, а затем во встроенных сепараторах образуется пар. Приоткрывая дроссельный клапан *Д-3*, подают образующийся пар в паропроводы свежего пара.

Теплота конденсата растопочного расширителя, направляемого в конденсатор, отдается циркуляционной воде и поэтому теряется, а образующийся в расширителе пар используется для различных целей: деаэрации питательной воды, прогрева паропровода промежуточного перегрева и т.п.

Пусковая схема оборудована дренажами (на рис. 15.6 не показаны) для возможности доведения паропроводов и арматуры до нужного перед толчком турбины температурного состояния. Дренажи заведены в коллекторы, а коллекторы соединены с расширителем дренажей аналогично тому, как показано на рис. 15.5.

При пусках турбины необходимо обязательно прогревать и паропроводы промежуточного перегрева во избежание конденсации поступающего в них из ЦВД пара и предотвращения возможности заброса конденсата в ЦСД. Выше упоминалось о возможности прогрева тракта промежуточного перегрева паром из растопочного расширителя, который широко используется для этой цели. Установившегося общепризнанного мнения о наиболее целесообразном источнике греющего пара в настоящее время не выработано. Наиболее часто для этой цели используют специальную редуционно-охлаждающую установку (РОУ), снижающую параметры свежего пара и подающую его в тракт промежуточного перегрева.

В настоящее время все шире внедряется способ пуска, при котором до приведения ротора во вращение прогрева тракта промежуточного перегрева не производят, а начинают его после разворота турбины и проводят на малой частоте вращения при закрытых регулирующих клапанах ЦСД; пар, проходя ЦВД, поступает в тракт промежуточного перегрева, прогревает его и затем через сбросные клапаны ЦСД направляется в конденсатор. При этом турбина вращается паром с малой частотой, чтобы не произошел сильный разогрев ЦСД и ЦНД за счет трения.

**Пуск блоков из холодного состояния.** Пуск блока из любого состояния начинается с выполнения подготовительных операций и проверки возможности осуществления пуска.

Поскольку питание котла производится не от общего коллектора питательной воды, в баках запаса конденсата должен быть достаточный запас химически обессоленной воды и конденсата, бак деаэратора должен быть заполнен водой, химводочистка должна обеспечивать возможность непрерывной подачи химически очищенной воды. Последнее особенно важно для блоков с прямоточ-

ным котлом, когда при горячей отмывке поверхностей нагрева определенное время питательная вода сбрасывается в циркуляционный водовод, и поэтому требуется постоянная подпитка.

Далее проверяется работа масляных насосов и системы смазки, ВПУ, систем защиты и регулирования точно так же, как это делается при пуске неблочной установки. Одновременно с проверкой указанных выше систем включается в работу конденсационная установка, как и при пуске неблочной установки. Следует подчеркнуть, что к моменту начала растопки котла необходимо поддерживать вакуум в конденсаторе примерно 45—55 кПа, поскольку пар из котла через БРОУ направляется в конденсатор.

Затем включают в работу ВПУ, прогревают паропроводы подачи пара на уплотнения и подают на них пар. Подготавливают к работе группу ПНД, соединяя их паровые пространства последовательно и с паровым пространством конденсатора для отсоса паровоздушной смеси. Включают в работу регулятор уровня воды в конденсаторе и подают питательную воду в деаэратор. Далее включают в работу деаэрационную установку, подавая в ее деаэрационные колонки пар от постороннего источника, и питательные насосы. Собирают схему каскадного слива конденсата греющего пара ПВД в конденсатор. Способ дальнейшего пуска зависит от типа котла.

**Пуск блока с барабанным котлом.** Пуск производят по пусковой схеме, приведенной на рис. 15.5. Необходимо приготовить к пуску трубопроводы блока: закрыть ГПЗ *6* и их байпасы *7* на паропроводах свежего пара и задвижки *24* на холодных нитках промежуточного перегрева, подготовить к работе БРОУ, открыть дренажи паропроводов свежего пара, стопорного клапана и перепускных труб ЦВД, холодных и горячих ниток промежуточного перегрева, паропроводов регенеративных отборов, корпуса ЦВД, а также паропроводов БРОУ.

При давлении в конденсаторе турбины, равном 45—55 кПа, зажигают горелки котла, и через некоторое время в паропроводы свежего пара начинает поступать пар. Через БРОУ его направляют в конденсатор. В этот период необходимо внимательно следить за температурой выходного патрубка, которая возрастает вследствие сброса пара высокой температуры (обычно температура сбросного пара ограничивается 220 °С, а допустимая температура выходного патрубка составляет 120 °С). На этом этапе скорость прогрева паропроводов ограничивается значением, зависящим от толщины стенок и конструкции (следовательно, от начальных параметров пара). Обычно скорость прогрева ограничивается значением 3—4 °С/мин; она регулируется

изменением температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева с помощью обводной задвижки в котле. При достаточном давлении в барабане (примерно 0,2 МПа) открывают байпас ГПЗ и прогревают при закрытых регулирующих клапанах стопорный клапан и ГПЗ.

По мере увеличения форсировки котла параметры пара за ним растут. При давлении перед ГПЗ около 1—1,2 МПа и температуре 220—240 °С, а в паропроводах промежуточного перегрева при 0,15—0,2 МПа и 180 °С разрешается подача пара в турбину. Приведение турбины во вращение может осуществляться различными способами.

Лучшим способом для равномерного прогрева корпуса является пуск при полностью открытых стопорных и регулирующих клапанах ЦВД и ЦСД путем подачи пара через байпас ГПЗ. Такой способ рассмотрен выше применительно к пускам неблочных ПТУ. Однако для блоков такой способ имеет особенность, связанную с низкими параметрами пара перед ГПЗ. Поэтому в ряде случаев пропускной способности байпаса не хватает для разгона турбины при фиксированной на период пуска форсировке котла. Поэтому наряду с этим способом нашел применение и способ разгона турбины путем постепенного одновременного открытия регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (при полностью открытых ГПЗ, стопорных и регулирующих клапанах ЦСД). Отрицательный эффект такого способа в значительной степени сглаживается низкими параметрами пара, когда для приведения ротора во вращение требуется значительное открытие клапанов; обычно в этом случае при частоте вращения, близкой к номинальной, регулирующие клапаны оказываются полностью открытыми.

Повышение частоты вращения ротора до номинальной производится с соблюдением точно таких же требований, как и при разгоне ротора неблочной турбины. Отличие состоит в том, что в процессе разгона изменяются параметры пара — давление и температура. Следует подчеркнуть, что выполнение пускового графика по температуре является достаточно трудной операцией и возможно лишь при исправной автоматике пусковых впрысков конденсата в паропровод свежего пара и точном регулировании температуры промежуточного перегрева. Обычно требуется, чтобы отличие температуры задания от реальной температуры было не более чем на  $\pm 20$  °С.

При достижении частоты вращения 47,5—48,5 с<sup>-1</sup> температура свежего пара составляет 270—290 °С, давление перед ГПЗ-1 — 1,3 МПа, температура перед ЦСД — 240—260 °С. К этому же времени значительно углубляется вакуум.

Механизмом управления турбина выводится на холостой ход. Осуществляется проверка работы

систем защиты и регулирования так же, как это делается для турбин неблочного типа.

Затем генератор включается в сеть и работает с небольшой нагрузкой (примерно 10 МВт). Дальнейший набор нагрузки производится при полностью открытых регулирующих клапанах и всей запорной арматуре до них. Увеличение мощности происходит за счет постепенного повышения в соответствии с графиком температуры и давления пара, а также производительности котла (пуск на скользящих начальных параметрах). При таком пуске происходит одновременный прогрев паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева. На этом этапе скорость прогрева паропровода допускается существенно меньшей и составляет 1—1,5 °С/мин. Это связано с повышающейся интенсивностью теплообмена из-за увеличивающегося расхода пара.

По мере нагружения турбины турбоустановку подготавливают к постоянному режиму работы. Через короткое время после включения турбогенератора в сеть (через 15—20 мин), когда исключается возможность конденсации пара в паропроводах, закрывают дренажи паропроводов свежего пара и промежуточного перегрева и арматуры, расположенной на них.

При определенной нагрузке, предусмотренной инструкцией, когда давление в турбине в месте отбора пара на деаэрактор превысит давление в нем, деаэрактор переводят с работы паром от постороннего источника на работу паром из отбора. При нагрузке около половины номинальной включают в работу ПВД, предварительно проверив их защиту от переполнения. На определенном этапе подключают теплофикационную установку.

**Пуск блоков с прямоточными котлами.** Рассматриваемый пуск из холодного состояния имеет ряд особенностей. Подготовка паропроводов к пуску состоит (см. рис. 15.6) в закрытии ГПЗ и их байпасов, стопорных клапанов ЦСД и БРОУ. Дроссельный клапан Д-3 на отводе пара из встроенных сепараторов котлов закрывается, и начинается растопка котла.

Подача пара для прогрева паропроводов свежего пара производится при температуре питательной воды перед встроенной задвижкой около 260 °С (и при номинальном давлении питательной воды). Открытие дроссельного клапана Д-3 должно производиться очень осторожно, поскольку при этом давление в пароперегревателе и в паропроводе свежего пара возрастает до 0,3—0,4 МПа, чему соответствует температура насыщения 130—140 °С. При этом возможен тепловой удар и возникают высокие температурные напряжения. Учитывая это обстоятельство, растопку котла часто производят при открытом дроссельном клапане Д-3 (давление во встроенном сепараторе регулируется клапаном Д-1); тогда происходит плавное возраста-

ние давления в последующем тракте. Прогрев паропроводов свежего пара ведут через дренажи при постепенном повышении его параметров.

Так же, как и при пуске из холодного состояния блока с барабанным котлом, требуется прогрев тракта промежуточного перегрева.

Прогрев паропроводов до ГПЗ ведут постепенно в соответствии с допустимыми скоростями прогрева; температура образующегося пара регулируется пусковыми впрысками конденсата.

Пуск паротурбинной установки с прямоточным котлом значительно усложнен его неспособностью выдать устойчиво перегретый пар низких параметров. Давление, при котором на выходе из прямоточного котла образуется перегретый пар, в зависимости от его конструкции составляет 1—3 МПа. Поскольку пар должен быть перегретым не менее чем на 50 °С, температура его перед началом вращения турбины составляет как минимум 250—300 °С.

Создание таких параметров пара перед ГПЗ и последующий пуск турбины открытием их байпасов либо привели бы к появлению в корпусе стопорного клапана, перепускных трубах и деталях турбины чрезмерно высоких температурных напряжений, либо значительно удлинили бы время пуска. Поэтому в процессе пуска осуществляют предварительный прогрев стопорного клапана и перепускных труб путем приоткрытия стопорного клапана и подачи пара через байпасы ГПЗ при открытых дренажах и закрытых регулирующих клапанах ЦВД. При этом происходит и частичный прогрев корпусов регулирующих клапанов. Аналогично производят и предварительный прогрев стопорных и регулирующих клапанов ЦСД паром, поступающим на прогрев тракта промежуточного перегрева.

Приведение во вращение, разворот и первоначальное нагружение турбины осуществляют аналогично тому, как это делается для блока с барабанным котлом. Эти операции можно проводить при полностью открытых клапанах (стопорных и регулирующих) ЦВД и ЦСД путем подачи свежего пара через байпас ГПЗ. После полного открытия байпаса открывают ГПЗ, и дальнейшее регулирование нагрузки блока производится изменением расхода топлива в котел в соответствии с требуемыми графиками изменения температуры, давления и расхода пара.

На первом этапе увеличение нагрузки происходит за счет открытия дроссельного клапана Д-1. После полного его открытия перед турбиной устанавливается определенное давление. В этот момент необходимо осуществить *перевод блока на номинальное давление перед турбиной* путем прикрытия регулирующих клапанов для повышения давления перед ними и открытия встроенной задвижки при одновременном отключении пусковых сепараторов. Для деталей блока перевод давления является

весьма ответственным моментом, так как некоторые из деталей паровпуска (например, корпуса регулирующих клапанов или перепускные трубы, расположенные между регулируемыми клапанами и паровпускной частью турбины) в момент перевода давления могут оказаться недостаточно прогретыми из-за малой интенсивности теплообмена на первых этапах пуска. При резком подъеме давления возрастает температура насыщения, которая может значительно превысить температуру металла клапана. В этом случае произойдет тепловой удар с конденсацией пара. Циклическое повторение таких режимов от пуска к пуску приведет к появлению трещин термической усталости. Поэтому либо этап перевода давления надо осуществлять достаточно длительно, либо использовать другую технологию пуска, исключая этап перевода давления.

На рис. 15.7 в качестве примера показан график-задание пуска моноблока с турбиной К-300-23,5 ЛМЗ из холодного состояния. Приведение турбины во вращение (момент *I*) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов при достижении давления свежего пара 0,5—0,6 МПа и после получения перегретого свежего пара с температурой примерно 200 °С. Турбина за 15 мин выводится на частоту вращения 800 мин<sup>-1</sup>, температура перед ней с помощью пусковых впрысков питательной воды начиная с момента *II* поддерживается на уровне 230 °С, и производится прогрев роторов в течение 2 ч. Одновременно ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопорных клапанах ЦСД со сбросом пара в

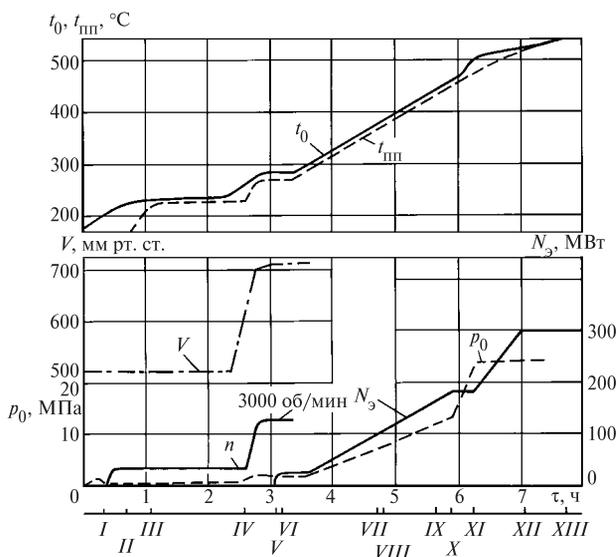


Рис. 15.7. График-задание пуска моноблока с турбиной ЛМЗ К-300-23,5 из холодного состояния:

*V* — вакуум в конденсаторе

конденсатор. Затем повышается температура пара  $t_{\text{III}}$  перед ЦСД, в него подается пар (момент *III*) и происходит его прогрев.

По окончании прогрева (момент *IV*) турбина выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые проверки, и генератор турбины включается в сеть (момент *V*). Тут же берут начальную нагрузку в 20—25 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла температура пара перед цилиндрами достигает 270—300 °С и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах включается (момент *VI*) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

Последующее нагружение блока ведется на скользящих параметрах. Все большая часть пара из сепараторов котла направляется в турбину, и в момент *VII* котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности в момент *VIII* начинается прогрев турбопитательного насоса и в момент *IX* переход на работу с ним (пуск турбины начинается при работе с питательным электронасосом). К моменту *X* исчерпывается пропускная способность пускового узла котла и производится перевод давления на номинальное (момент *XI*) с открытием встроенной задвижки котла и отключением его пускового узла. В момент *XII* нагружение турбины заканчивается при температуре пара перед цилиндрами 520 °С. В последующие 40 мин температуры  $t_0$  и  $t_{\text{III}}$  выводятся на номинальные значения (в момент *XIII*).

## 15.5. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Пуск теплофикационных турбин с конденсацией отработавшего пара осуществляют так же, как и пуск конденсационных турбин до тех пор, пока давления в патрубках отбора не достигнут вполне определенных значений, соответствующих диапазону допустимых давлений в отборах. Поэтому одновременно с разворотом и нагружением турбины осуществляют подготовку теплофикационной установки к приему греющего пара.

### 15.5.1. Включение теплофикационной установки

На рис. 15.8 показана принципиальная схема установки подогрева сетевой воды, позволяющая рассмотреть все этапы ее пуска.

При включении теплофикационной установки следует четко сознавать, что она, как и конденсационная установка, по существу является частью турбины. Неправильные действия на оборудовании

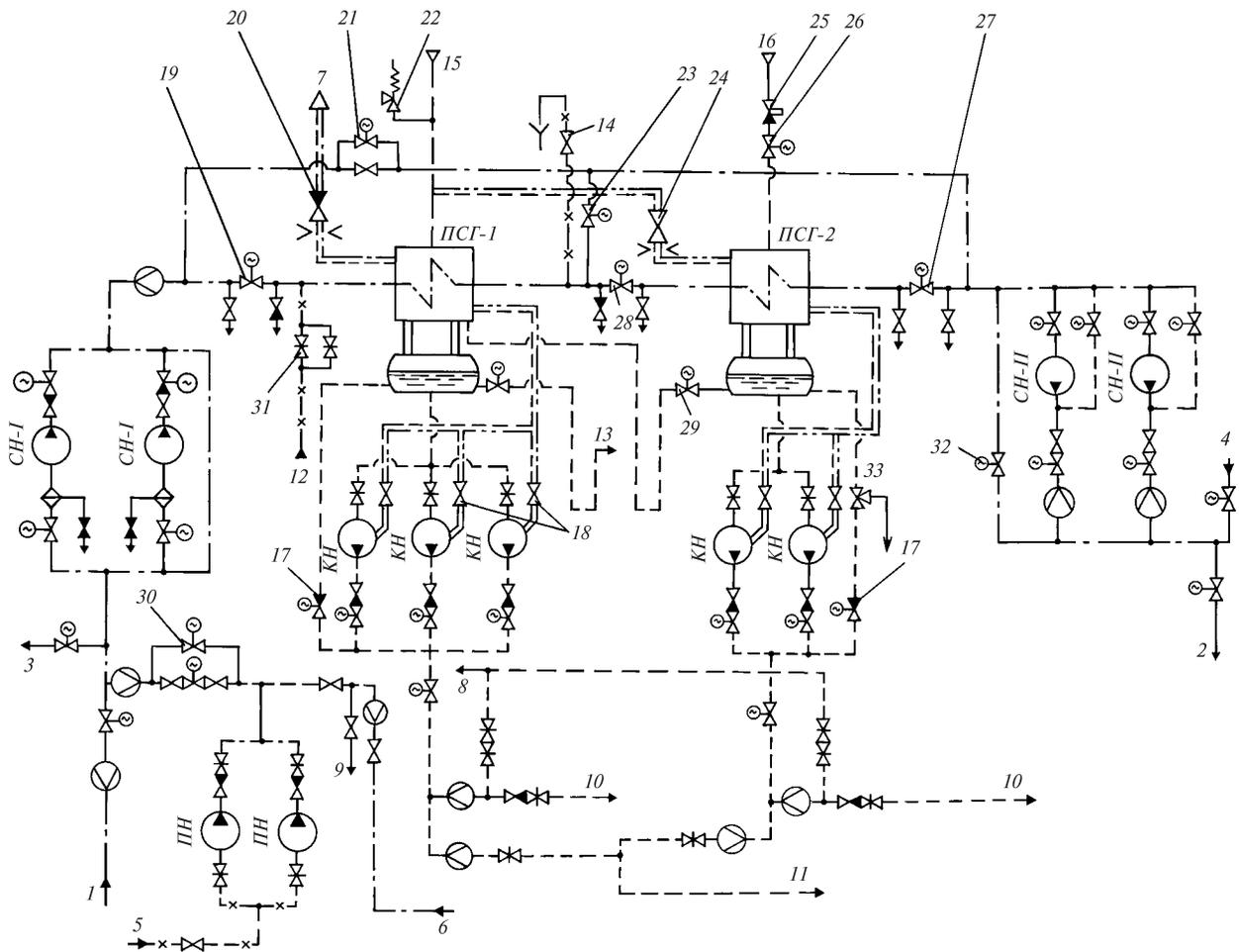
теплофикационной установки угрожают аварией не только ей самой, но и турбине. Исходя из этого, можно сформулировать некоторые общие принципы подключения установки для нагрева сетевой воды.

1. Нагружение любого сетевого подогревателя, осуществляемое увеличением расхода сетевой воды через него и повышением ее температуры на выходе, должно проводиться медленно и плавно со скоростями, оговоренными в инструкции. Превышение скоростей нагружения приводит к появлению в трубной системе повышенных температурных напряжений, в свою очередь провоцирующих нарушения закрепления трубок в трубных досках и ускоряющих коррозионные процессы в металле трубок. Это обычно заканчивается протечками сетевой воды в паровое пространство подогревателя и необходимостью его остановки для заглушения отверстий поврежденных трубок в трубных досках или вальцовочных соединений.

2. В полном порядке должны быть автоматические системы поддержания уровня конденсата греющего пара в конденсатосборнике и системы питания и блокировок всех групп насосов, а также сигнализация об их состоянии. Для этого в соответствии с инструкциями выполняются их многократные проверки.

3. Пуск теплофикационной установки не должен приводить к загрязнению конденсатного тракта основного контура. Загрязнение конденсата и пара приводит к тяжелым повреждениям деталей турбин и трубной системы самих подогревателей. Поэтому на первом этапе пуска производится отмывка парового пространства образующимся конденсатом с его выводом из цикла, на втором — с его вводом в цикл через блочную обессоливающую установку (БОУ), на третьем — с вводом в обвод БОУ прямую в линию основного конденсата.

Прежде всего необходимо уяснить состояние теплофикационной установки перед пуском. С помощью задвижек она отключена от коллекторов обратной и прямой сетевой воды. Сетевые насосы и насосы конденсата греющего пара не работают. Пар в подогреватель *ПСГ-2* не поступает, так как арматура на трубопроводах подвода пара из верхнего теплофикационного отбора турбины закрыта. В *ПСГ-1* поступает пар из нижнего отбора турбины, так как запорной арматуры на линии подвода пара нет. Для конденсации этого пара через вентили *31* в трубную систему *ПСГ* подается небольшое количество химически очищенной воды. Она обеспечивает конденсацию поступающего небольшого количества пара, несколько нагревает химически очищенную воду, которая сбрасывается «на воронку» через вентиль *14* из трубной системы *ПСГ-1*. Задвижки *19*, *21*, *23* и *28* закрыты, и сетевая вода в *ПСГ-2* не поступает. Образующееся небольшое количество конден-



**Рис. 15.8. Типичная схема теплофикационной установки с двумя отопительными отборами:**

1, 2 — сетевая вода из теплосети и в теплосеть; 3 — сетевая вода в коллектор обратной сетевой воды; 4 — то же от коллектора прямой сетевой воды; 5 — подпиточная вода из водоподготовительной установки; 6 — то же из технического или питьевого водопровода; 7 — отсос паровоздушной смеси в конденсатор; 8, 9 — аварийный и контрольный сливы; 10 — в линию основного конденсата турбин; 11 — на обессоливающую установку; 12 — химически очищенная вода на заполнение подогревателя ПСГ-1; 13 — слив в конденсатор; 14 — вентиль для контроля за поступлением химически очищенной воды в трубке подогревателя ПСГ-1; 15, 16 — пар из нижнего и верхнего отопительных отборов; 17 — задвижки на линиях рециркуляции конденсатных насосов; 18 — вентили на линиях отсоса воздуха из корпусов конденсатных насосов; 19 — задвижка на входе в ПСГ-1; 20 — вентиль на линии отсоса паровоздушной смеси из ПСГ-1 в конденсатор; 21 — задвижка на обводной линии подогревателей; 22 — предохранительный клапан; 23 — обводная задвижка ПСГ-2; 24 — задвижка на линии отсоса паровоздушной смеси из ПСГ-2; 25 — обратный клапан с принудительным закрытием; 26 — задвижка на линии подвода греющего пара из верхнего теплофикационного отбора; 27 — задвижка на выходе сетевой воды из ПСГ-2; 28 — разделительная задвижка; 29 — задвижка на линии перелива конденсата греющего пара из ПСГ-2 в ПСГ-1; 30 — то же на линии подпитки теплосети; 31 — вентиль заполнения ПСГ-1 очищенной водой; 32 — задвижка на линии рециркуляции сетевых насосов; 33 — клапан рециркуляции

сата греющего пара через гидрозатвор сливается в конденсатор.

Включение теплофикационной установки в работу в общем случае состоит из следующих основных этапов:

- 1) подготовки к включению;
- 2) включения системы циркуляции сетевой воды;

3) включения ПСГ-1;

4) включения ПСГ-2.

**Подготовка к включению установки.** Подготовка состоит из тщательного осмотра установки, проверки окончания всех ремонтных работ, исправности арматуры, измерительных приборов, регулирующих, указывающих и сигнальных систем.

Проверяется готовность к пуску сетевых насосов первого и второго подъемов и конденсатных насосов, откачивающих конденсат греющего пара из подогревателей. Электродвигатели должны быть в полном порядке. Проверяют состояние задвижек на стороне нагнетания (должны быть закрыты) и на стороне всасывания (должны быть открыты). Открывают воздушники на линиях отвода воздуха из корпусов насосов, заполняют насосы водой и закрывают воздушники. Подают воду на уплотнения насосов и на подшипники.

Проверяют давления в обратном и подающем коллекторах сетевой воды. В дальнейшем давление в подающем коллекторе должно поддерживаться с требуемой точностью включением рециркуляции насосов (задвижки 32) и изменением их числа в работе. Давление в коллекторе обратной сетевой воды должен поддерживать диспетчер теплосети. Летом, когда тепловая нагрузка мала, достаточно иметь в работе только сетевые насосы первого подъема. Зимой должны работать обе группы насосов.

**Включение системы циркуляции сетевой воды.** Задачей этого этапа является создание потока сетевой воды из коллектора обратной сетевой воды по обводной линии подогревателей в коллектор прямой сетевой воды с помощью сетевых насосов *СН-I* и *СН-II* (см. рис. 15.8) в количестве и с давлением в напорном трубопроводе, требуемыми диспетчером тепловой сети.

С этой целью задвижки 19, 28 и 27 на входе и выходе из подогревателей, а также задвижку 23 на байпасе закрывают, а обводную задвижку 21 и ее байпас открывают. Перед пуском циркуляционной системы должны быть открыты воздушники на трубопроводах сетевой воды, корпусах сетевых насосов и водяных камерах *ПСГ-2*.

Циркуляционная система заполняется сетевой водой. Для этого приоткрывают задвижки на всасывающей линии *СН-I* и задвижку 32 на линии рециркуляции *СН-I* и открывают задвижку подачи обратной сетевой воды к этим насосам. Так как воздушники открыты, то обратная сетевая вода вытесняет воздух, заполняя всю циркуляционную (точнее — обводную) систему, включая корпуса насосов *СН-I* и *СН-II*. Если возникают затруднения с заполнением системы, включают подпиточный насос *ПН* теплосети. Воздушники закрываются, заполненная система отключается от обратной магистрали, задвижка 32 закрывается.

Заполнение насосов водой позволяет осуществить проверку работы каждого из насосов и всей группы в целом. Выполняется последовательная проверка работы сетевых насосов при закрытой задвижке на напорной линии. В этом режиме насос может работать без запаривания всего несколько

минут. Убедившись, что системы смазки подшипников и охлаждения сальников работают нормально, открывают задвижку рециркуляции 32 и напорную задвижку насоса. Давление за насосом должно соответствовать требуемому инструкцией. Аналогичным образом проверяют насосы *СН-II*. Проверив все насосы, а также блокировки по включению резервных насосов, в работе оставляют по одному насосу первого и второго подъемов.

Последним этапом по включению системы циркуляции является обеспечение требуемых диспетчером теплосети давления и расхода прямой сетевой воды путем включения соответствующего числа сетевых насосов и приоткрытия задвижки рециркуляции 32.

**Включение нижнего теплофикационного отбора.** Подача греющего пара в *ПСГ-1* осуществляется при вполне определенных мощности турбины и температуре обратной сетевой воды. Напомним, что пуск турбины производится при конденсационном режиме, поэтому ее мощность практически однозначно определяет расход пара через нее и давления в камерах отборов турбины.

Включают сигнализацию и защиту предельного уровня конденсата в сборнике *ПСГ-1* и закрывают задвижку 13 на линии слива конденсата греющего пара из *ПСГ-1* в конденсатор (см. рис. 15.8). Поскольку в *ПСГ-1* поступает пар, то с его конденсацией повышается уровень конденсата в конденсаторе. Открывают задвижки на всасывающих линиях конденсатных насосов и воздушники на корпусах насосов; конденсат пара из нижнего теплофикационного отбора постепенно заполняет насосы, и воздушники закрываются.

Далее обычным образом последовательно проверяют работу всех конденсатных насосов сначала при закрытых напорных задвижках, а затем при работе на линию рециркуляции (задвижка 32). В работе оставляют один насос.

При достижении определенного уровня конденсата в сборнике *ПСГ-1* линию рециркуляции переводят в автоматический режим: клапан рециркуляции начинает поддерживать уровень в конденсатосборнике, отводя избыток конденсата в сливной водовод циркуляционной системы. Тем самым осуществляется отмывка подогревателя со стороны парового пространства.

Включается регулятор давления в нижнем отборе воздействием на его механизм управления. После вступления в работу регулирования в отборе устанавливают минимальное давление, указанное в инструкции.

Далее осуществляется взятие тепловой нагрузки. Для этого закрываются вентили 31 подачи химически очищенной воды, и сетевая вода постепенно

переводится с обвода (постепенно закрываются задвижки 21) на ПСГ-1 (постепенно открываются задвижки 19 и 23). Этот перевод ведут очень плавно со скоростью, требуемой по инструкции.

При увеличении расхода сетевой воды через ПСГ-1 ее температура на выходе начинает снижаться, так как снижается ее нагрев. Это приводит к уменьшению давления в нижнем отборе, и регулятор давления, стремясь его восстановить, откроет регулирующие клапаны ЦВД и прикроет регулирующие диафрагмы ЦНД (чтобы сохранить электрическую мощность). В результате тепловая нагрузка возрастает.

Далее осуществляется химический анализ конденсата греющего пара ПСГ-1, взятого из конденсатосборника, по которому можно оценить плотность трубной системы. В зависимости от его качества конденсат отправляют либо в БОУ, либо в линию основного конденсата.

Очень плавно, чтобы резко не снизить давление в конденсаторе, открывают задвижку 20 на трубопроводе отсоса паровоздушной смеси из ПСГ-1 в конденсатор.

После окончательной отмывки парового пространства ПСГ-1 закрывают задвижку сброса конденсата греющего пара в сбросной циркуляционный водовод и переводят его на БОУ.

Последней операцией является вывод температуры прямой сетевой воды на требуемую путем изменения задания регулятору давления. Это тоже очень ответственная операция, при которой ограничивается скорость повышения температуры сетевой воды. Обычно она не должна превышать 30 °С/мин. Конечно, должно выполняться ограничение по максимальному давлению в ПСГ-1.

При включении ПСГ-1 и его нагружении необходимо вести тщательное наблюдение и за турбиной, так как при этом процессе существенно изменяются расходы пара через отдельные цилиндры и температурные условия выхлопа ЦСД и ЦНД. Особенно внимательно надо следить за давлением в камере регулирующей ступени, температурой баббитовой заливки колодок упорного подшипника и относительным расширением роторов. Эти параметры не должны выходить за допустимые пределы.

**Включение верхнего теплофикационного отбора.** Перед подключением верхнего отбора ПСГ-2 отключен от турбины задвижкой 26 и обратным клапаном с принудительным закрытием 25. Задвижки 28 и 27 закрыты, сетевая вода в подогреватель не поступает, а проходит в теплосеть в обход через ПСГ-1 и задвижку 23.

Перед пуском необходимо включить дренажи паропровода отопительного отбора для его прогрева и открыть задвижку 29 перелива конденсата грею-

щего пара из ПСГ-2 в конденсатосборник ПСГ-1 через гидрозатвор.

Поскольку при работе двух подогревателей управляющим импульсом является давление в верхнем теплофикационном отборе турбины, то регулятор давления следует переключить на него.

Затем водяное пространство ПСГ-2 заполняется водой. Для этого открывают вентиль выпуска воздуха из ПСГ-2 и приоткрывают входную задвижку 28. Заполнив подогреватель сетевой водой, закрывают вентиль выпуска воздуха и полностью открывают задвижку 28.

Конденсатосборник заполняют водой, производят проверку работы конденсатных насосов и их блокировок, организуют рециркуляцию конденсата с включенным регулятором уровня конденсата греющего пара, после чего приступают к подаче пара в подогреватель.

Подключение подогревателя производится в диапазоне нагрузок, указанных в инструкции.

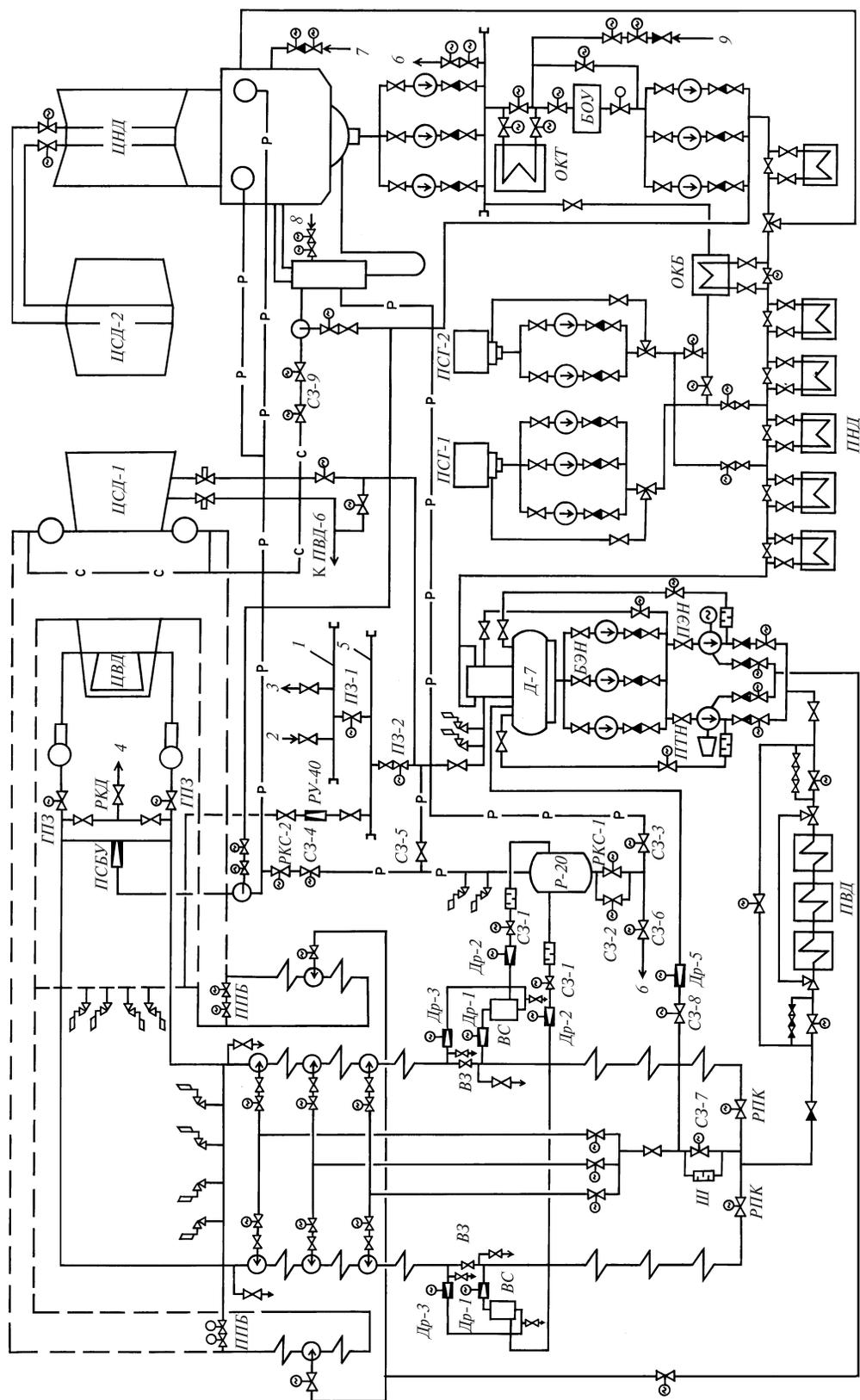
Медленно открывают задвижку 26 и открытием задвижки 27 берут начальную тепловую нагрузку (напомним, что основной расход сетевой воды в этот период проходит по обводной линии ПСГ-2). Дальнейшее нагружение осуществляется переводом сетевой воды с обвода на ПСГ-2 путем постепенного открытия задвижки 23 со скоростью, указанной в инструкции. В процессе подключения контролируется количество конденсата, который сначала сбрасывается из цикла, а затем переводится на обессоливание в БОУ или в линию основного конденсата.

Закрывается задвижка 29 на линии конденсата, сбрасываемого из ПСГ-2 в ПСГ-1. С помощью механизма управления регулятором давления установка выводится на заданную температуру прямой сетевой воды.

### 15.5.2. Пуск теплофикационного энергоблока

На рис. 15.9 показана пусковая схема энергоблока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ, а на рис. 15.10 — график-задание пуска его из холодного состояния.

Приведение турбины во вращение (момент II) производится после прогрева главных паропроводов и стопорных клапанов при достижении давления свежего пара 0,8—1,0 МПа и после получения перегретого свежего пара с температурой примерно 280 °С. Стопорные клапаны ЦВД должны быть прогреты до температуры 180—200 °С. Турбина за 15 мин выводится на частоту вращения 1400 мин<sup>-1</sup>, температура перед ней с помощью пусковых впрысков питательной воды начиная с момента III поддерживается на уровне 280 °С, и производится прогрев роторов в течение 30—35 мин. Одновременно



**Рис. 15.9. Типовая пусковая схема моноблока мощностью 250 МВт с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ:**

1 — общестанционная магистраль; 2 — от пусковой котельной; 3 — к блокам; 4 — в конденсатор; 5 — коллектор собственных нужд блока; 6 — в циркуляционный водовод; 7, 8 — нормальная и аварийная подпитки блока; 9 — от насосов бака запаса конденсата; БОУ — блочная обессоливающая установка; БЭН — бустерный электронасос; ВЗ — ветровая в тракте котла задвижка; ВС — ветрогенный сепаратор; ППЗ — главная паровая задвижка; Др-7 — деаэрагор; Др — дроссельный клапан; ОКБ — охладитель конденсата бойлеров (ПСТ-1 и ПСТ-2); ОКТ — охладитель конденсата турбины; ПЗ — паровая задвижка; ППН — питательный турбонасос; ПЭН — питательный электронасос; ППБ — байпас промежуточного перегрева; ПСБУ — пускоресное устройство; Р-20 — расхопный расширитель; РКС-1 — регулирующий клапан дренажа; РКС — регулирующий клапан слива; РВ — редукционная установка; СЗ — сбросная задвижка; Ш — шайбовый набор

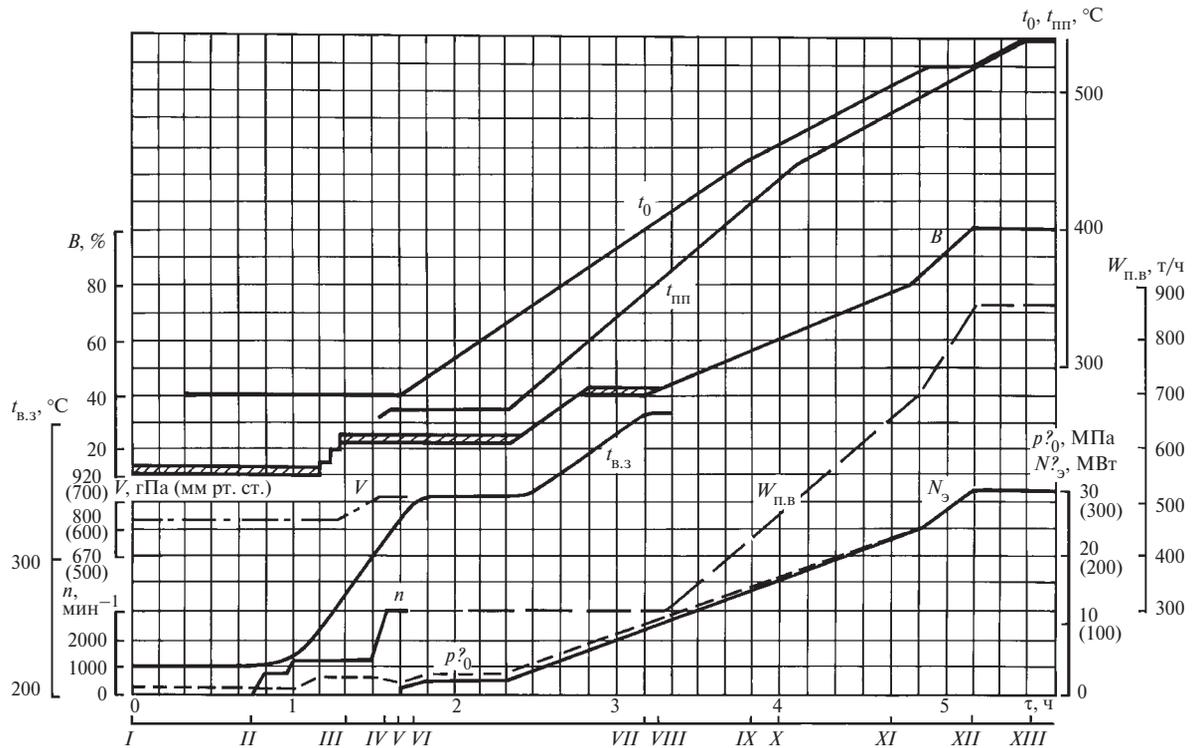


Рис. 15.10. График-задание пуска блока с турбиной Т-250/300-23,5 ТМЗ из холодного состояния (температура паровпускной части ЦВД равна 150 °С, а ЦСД — 100 °С):

*I* — розжиг горелок (форсунок); *II* — толчок ротора и начало прогрева тракта промежуточного перегрева; *III* — конец прогрева паропроводов промежуточного перегрева, открытие стопорных и регулирующих клапанов ЦСД-1 и закрытие сбросных задвижек перед ЦСД; *IV* — включение генератора в сеть, закрытие ПСБУ, открытие полностью первых четырех регулирующих клапанов турбины (угол поворота кулачкового вала 80°); *V* — включение системы обогрева фланцевого соединения корпуса ЦСД-1; *VI* — то же ЦВД; *VII* — переход котла на прямоточный режим; *VIII* — начало прогрева ПТН и включение нижнего отопительного отбора; *IX* — включение верхнего отопительного отбора; *X* — переход с ПЭН на ПТН; *XI* — открытие встроенных задвижек котла; *XII* — отключение системы обогрева фланцевых соединений корпусов ЦВД и ЦСД-1; *XIII* — выход на номинальные параметры пара; *V* — вакуум в конденсаторе;  $W_{п.в.}$  — расход воды на котел; *B* — расход топлива;  $t_{в.3}$  — температура среды перед встроенной задвижкой

ведется прогрев тракта промежуточного перегрева при закрытых стопорных клапанах ЦСД со сбросом пара в конденсатор. Затем повышается температура пара  $t_{пп}$  перед ЦСД, в него подается пар (момент *III*) и происходит его прогрев. Заметим, что длительность прогрева роторов ЦВД и ЦСД зависит от температуры верхней части корпуса ЦСД-1 в зоне паровпуска. Если она мала (ниже 100 °С), то длительность прогрева увеличивается до 1,5 ч.

По окончании прогрева турбина выводится на синхронную частоту вращения, выполняются все необходимые проверки, и генератор турбины включается в сеть. Тут же с помощью механизма управления турбиной прикрывают два последних регулирующих клапана, оставляя полностью открытыми только первые четыре клапана, и берут начальную нагрузку, составляющую не менее 15 МВт. К этому моменту за счет форсировки котла

температура пара перед цилиндрами достигает 270—300 °С, и начинается интенсивный прогрев турбины. Для удержания относительного расширения ротора в допустимых пределах включается (момент *V*) прогрев фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД.

Последующее нагружение блока ведется на скользящих параметрах. Все большая часть пара из сепараторов котла направляется в турбину, и в момент *VII* котел переходит на прямоточный режим. Одновременно с повышением мощности в момент *VIII* начинается прогрев турбопитательного насоса и в момент *IX* — переход на работу с ним (пуск турбины начинается при работе с питательным электронасосом). Именно в этот период времени, когда мощность турбины составляет 100—150 МВт, производится подключение сетевых подогревателей. К моменту *XI* исчерпывается пропускная способность пускового узла котла. Поскольку весь этот этап нагружения осуществлялся при четырех полно-

стью открытых регулирующих клапанах (из шести), то пропускная способность котла исчерпывается при достижении начального номинального давления. Это позволяет исключить этап перевода турбины с текущего давления на номинальное и избежать опасностей, о которых говорилось выше. Встроенная задвижка котла полностью открывается, а его пусковой узел отключается. Дальнейший набор мощности осуществляется открытием пятого регулирующего клапана. В результате в момент *XII* нагрузка турбины заканчивается при температуре пара перед цилиндрами, составляющей 520 °С. Отключают обогрев фланцевых соединений *ЦВД* и *ЦСД-1*. В последующие 20 мин температуры  $t_0$  и  $t_{III}$  выводятся на номинальные значения (в момент *XIII*).

## 15.6. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТУРБОУСТАНОВОК С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Основная особенность пуска ПТУ с противодавлением связана с отсутствием конденсатора. Это обстоятельство, с одной стороны, упрощает пуск ПТУ, но с другой — делает невозможным пуск обычными способами.

Действительно, при нормальной работе турбины с противодавлением отработавший пар поступает в коллектор, а оттуда — к потребителю. Это означает, что давление на выходе из турбины на этапе пуска должно быть большим, чем давление в коллекторе питания потребителя, часто составляющее 1,5 МПа. Поэтому принципиально пуск ПТУ с противодавлением может осуществляться двумя способами.

Первый способ состоит в том, что при отключенном коллекторе противодействия турбину пускают с выпуском пара в атмосферу до тех пор, пока давление в ее выходном патрубке не поднимется выше давления в коллекторе противодействия. Тогда можно переключиться на коллектор противодействия. Такой способ связан с большими потерями пара и может использоваться только для турбоустановок малой мощности. Для современных мощных турбин с противодавлением такой способ пуска недопустим.

Второй способ состоит в том, что после прогрева паропровода от стационарного коллектора до ГПЗ приступают к прогреву турбины «с хвоста». При этом способе ГПЗ и ее байпас закрывают, а регулирующие и стопорные клапаны, а также дренажи корпуса турбины и паропровода от турбины до ГПЗ открывают. Подачу пара в цилиндр производят из коллектора противодействия с постепенным открытием сначала байпасной задвижки на линии отбора, а потом после полного ее открытия — самой задвижки. При всех этих операциях ротор турбины должен вращаться валоповоротным устройством.

Такой способ прогрева турбины, регулирующих и стопорных клапанов хорош тем, что позволяет плавно прогреть эти элементы. Вместе с тем его ограниченные возможности по температуре в ряде случаев затрудняют последующий пуск турбины (температура металла оказывается малой для пара, поступающего в турбину). Поэтому в некоторых установках металлоемкий стопорный клапан часто прогревают свежим паром при закрытых регулирующих клапанах.

Приведение во вращение ротора турбин с противодавлением осуществляют байпасом ГПЗ. После разгона турбины и включения генератора в сеть принимают начальную нагрузку. При пуске турбина работает по электрическому графику до взятия нагрузки, равной 10—15 %. Только после этого включают регулятор давления и переводят турбину на работу по тепловому графику.

## 15.7. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ТУРБИН АЭС

### 15.7.1. Пусковые схемы блоков АЭС

Пусковые схемы двухконтурных АЭС обеспечивают пуск первого контура (это выполняет персонал реакторного отделения) и пуск второго контура (паротурбинного отделения). На рис. 15.11 показана упрощенная тепловая схема второго контура. АЭС имеет один коллектор свежего пара, на который работают отдельные парогенераторы ядерного реактора (обычно четыре — шесть). Из этого коллектора в нормальных условиях питаются две турбоустановки (на схеме изображена одна).

При пуске турбины после предварительного набора вакуума в конденсаторе часть пара сбрасывается в него через быстродействующую редуцирующую установку *БРУ-К*. Для питания деаэратора и эжекторов при пуске используется специальная быстродействующая редуцирующая установка *БРУ-Д*, подающая пар в коллектор собственных нужд. Схема снабжена дренажами, позволяющими прогреть главный паропровод до регулирующих клапанов, цилиндры турбины, паропровод к СПП.

Пуск турбины осуществляется при номинальных параметрах пара (рис. 15.12), поэтому температура его в *ЦВД* определяется только положением регулирующих клапанов, а в *ЦСД* — еще и расходом свежего пара на вторую ступень СПП.

Пусковая схема одноконтурных АЭС, кроме устройств, имеющихся и в двухконтурной АЭС, должна исключать попадание из турбины в машинный зал радиоактивного пара. Для этого на концевые уплотнения цилиндров, штоков стопорных и регулирующих клапанов, а также эжекторов подается «чистый» пар из специального испарителя,

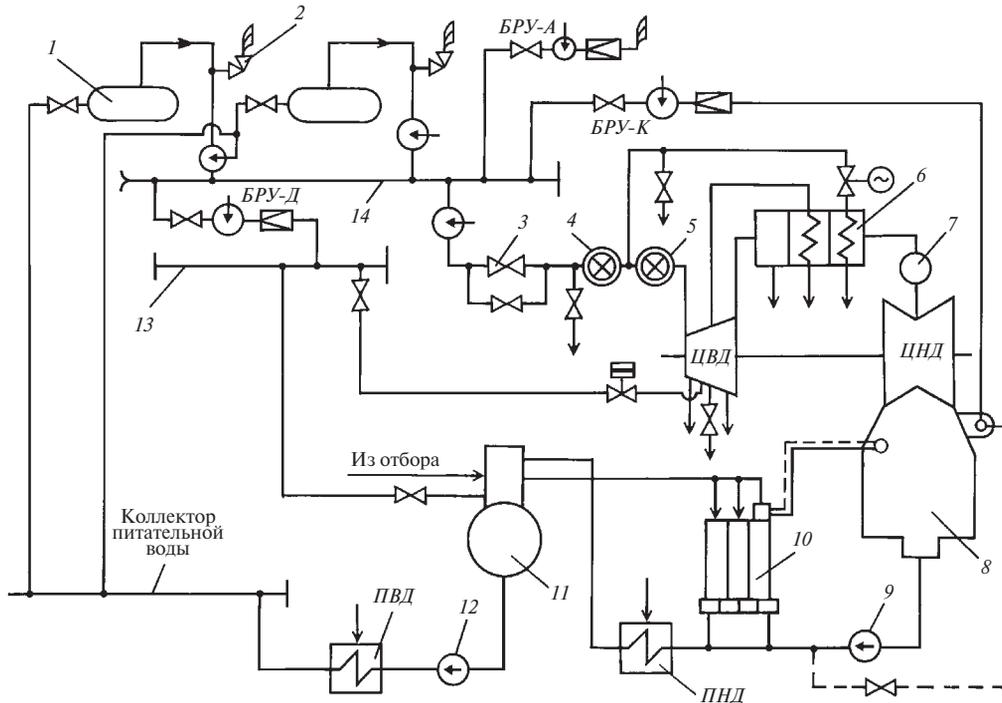


Рис. 15.11. Упрощенная тепловая схема второго контура двухконтурной АЭС:

1 — парогенератор; 2 — предохранительный клапан; 3 — ГПЗ; 4 — стопорный клапан; 5 — регулирующий клапан; 6 — СПП; 7 — стопорная заслонка; 8 — конденсатор; 9 — конденсатный насос; 10 — основной эжектор; 11 — деаэратор; 12 — питательный насос; 13 — коллектор собственных нужд; 14 — коллектор свежего пара

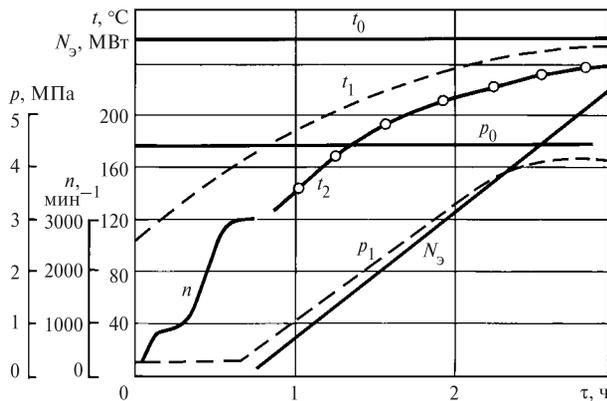


Рис. 15.12. График-задание пуска турбины К-220-4,3 ХТЗ из холодного состояния:

$t_0, p_0$  — температура и давление пара перед стопорным клапаном;  $t_1, p_1$  — то же перед турбиной;  $t_2$  — температура пара перед ЦНД

питаемого конденсатом из деаэратора. При нормальном режиме работы пар для работы испарителя берется из отборов турбины, а в пусковых режимах — от редукционной установки БРУ-Д.

### 15.7.2. Пуск блоков АЭС из холодного состояния

Рассмотрим в качестве примера пуск мощного энергоблока АЭС, выполненной по двухконтурной схеме, при температуре металла корпуса ЦВД турбины менее 80 °С. Пусковая схема второго контура показана на рис. 15.13.

При нормальном режиме работы пар, образующийся в парогенераторах 1 (на рис. 15.13 показан только один парогенератор), пройдя ГПЗ, поступает в ЦВД, а затем в СПП (показан только один корпус СПП). Сепарат из сепаратосборника 2 насосами 3 закачивается в деаэратор. Затем осуществляется промежуточный перегрев пара в двух ступенях, питаемых из первого отбора ЦВД и из паропровода свежего пара. Конденсат греющего пара из конденсатосборников 4 сбрасывается в



подогреватели высокого давления 5. Перегретый пар из СПП поступает в ЦНД (на схеме показаны только два ЦНД), на входе в которые установлены стопорные заслонки. Расширившись в ЦНД, пар конденсируется в конденсаторе, и отсюда конденсатными насосами первой ступени подъема 6 конденсат направляется через холодильники эжекторов к конденсатоочистке 7, а из нее — к конденсатным насосам второй ступени 8. Последние подают конденсат через систему регенерации низкого давления, питаемую паром ЦНД, в деаэратор. Из деаэратора питательный насос, приводимый конденсационной турбиной (показан один турбонасос), подают воду в парогенератор через систему регенерации высокого давления.

При нормальном режиме работы деаэраторы турбоустановки питаются паром из коллектора собственных нужд энергоблока, куда он подается из холодной нитки промежуточного перегрева (после ЦВД). Эжекторы конденсационной установки, циркуляционной системы, уплотнений используют пар из разделительной линии деаэраторов. Приводные турбины питательных установок используют пар из горячей нитки промежуточного перегрева (за СПП). Как правило, нормальное питание этого оборудования от отборов турбины возможно только при нагрузках, больших определенного минимума: при меньших нагрузках давления в отборах значительно уменьшаются и требуется переход на посторонний источник пара большего давления. Для этого используется быстродействующая редуцирующая установка собственных нужд энергоблока (БРУ-СН). Она уменьшает давление свежего пара до необходимого уровня, обеспечивая питание и деаэратора, и приводных турбин питательных насосов энергоблока из коллектора собственных нужд и даже подавая при необходимости пар в общестанционный коллектор для питания оборудования соседнего энергоблока.

Переходя к описанию пуска энергоблока, необходимо сразу же отметить, что он выполняется в значительной степени автоматически по программам, заложенным в ЭВМ. Поэтому, описывая ниже работу оборудования, мы, по сути дела, будем рассматривать, какие команды «отрабатывает» оборудование энергоблока под воздействием автоматических систем управления. При неработающих автоматических системах эти операции должен выполнять оператор энергоблока.

Перед пуском энергоблока из общестанционного коллектора собственных нужд в коллектор собственных нужд энергоблока подается пар. Он будет использоваться тем оборудованием энергоблока, которое в нормальных условиях питается от работающей турбины. Перед пуском энергоблока его деаэраторы заполняются обессоленной водой и

с помощью вспомогательных электронасосов (ВПЭН) организуется рециркуляция питательной воды через деаэратор. Подавая пар из коллектора собственных нужд в деаэратор, осуществляют деаэрацию питательной воды и заполнение ею барабана парогенератора. В дальнейшем уровень питательной воды в парогенераторе поддерживается специальным регулятором питания парогенератора (РПП), который изменяет расход питательной воды, подаваемой ВПЭН или турбопитательным насосом (ТПН).

Как обычно, пуск энергоблока начинается с пуска конденсационной установки, конденсатор которой в последующем будет принимать пар, вырабатываемый реакторной установкой и не идущий в турбину. Параллельно или до начала пуска конденсационной установки начинается пуск реакторной установки. Для этого разогревают первый контур сначала с помощью теплоты, выделяющейся за счет энергии остаточного тепловыделения твэлов и энергии потерь главных циркуляционных насосов, а затем и теплоты, подводимой нагревателями, установленными в компенсаторах объема. Далее производят пуск реактора. Во время всех этих процедур теплота через парогенератор передается во второй контур. Она используется для прогрева паропроводов свежего пара. Постепенное повышение давления в главных паропроводах до ГПЗ осуществляется по специальной программе воздействием на регулирующий клапан БРУ-К и дренажи паропроводов. Прогрев паропроводов, как обычно, во избежание гидравлических ударов ведется по участкам. Прогрев участка от ГПЗ до регулирующих (или стопорно-регулирующих) клапанов осуществляется подачей пара через байпасы ГПЗ и сбросом образующегося конденсата через дренажи в расширительный бак. Паропроводы и расположенная на них арматура прогреваются с вполне определенной скоростью (паропроводы — со скоростью примерно 10 °С/мин, арматура — со скоростью 3 °С/мин) для того, чтобы избежать в них высоких температурных напряжений. Паропроводы и арматура считаются достаточно прогретыми, если их температура достигла 220—230 °С.

Далее осуществляется пуск в работу системы маслоснабжения. Последовательно проверяют работу всех насосов и автоматических блокировок их включения, уровни масла в главном и питающих (если они имеются) масляных баках. Затем при работающей системе смазки осуществляют пуск насосов системы гидростатического подъема роторов (основного и резервного), блокировок их двигателей и, наконец, ВПУ. Нормальная работа системы маслоснабжения должна обеспечивать требуемые значения определенных параметров, указанных в инструкции по обслуживанию: давления масла на

уровне оси турбины (более 0,12 МПа), перед валоповоротным устройством (около 0,07 МПа), в системе гидростатического подъема (около 10 МПа), предусмотренные давления масла под поршнями сервомоторов стопорных и регулирующих клапанов, в импульсных линиях и линиях управления сервомоторами.

Далее обычным образом проверяется работа системы защиты.

После прогрева паропроводов и арматуры, расположенной на них, и достижения давления в конденсаторе, равного 28—30 кПа, осуществляют толчок и разворот ротора турбины (рис. 15.14). Непосредственно перед толчком открывают дренажи на трубопроводах отборов, из ресиверов, расположенных за СПП, из паропроводов греющего пара СПП. К этому времени должна нормально работать система концевых уплотнений, ротор должен вращаться валоповоротным устройством. С помощью механизма управления турбиной (если пуск неавтоматический) сначала открывают стопорные заслонки ЦНД, а затем в ЦВД подается пар и ротор приводится во вращение. Поскольку мощные турбины блоков АЭС имеют дроссельное парораспределение, при котором пар подается по всей окружности первой ступени, то с точки зрения равномерности прогрева корпуса турбины абсолютно безразлично, каким органом (регулирующим, стопорным клапанами, ГПЗ или ее байпасом) подавать пар в турбину. Однако удобнее всего это, конечно, делать регулирующими клапанами.

Частоту вращения ротора доводят до  $600 \text{ мин}^{-1}$ , когда требуется примерно 15-минутная выдержка

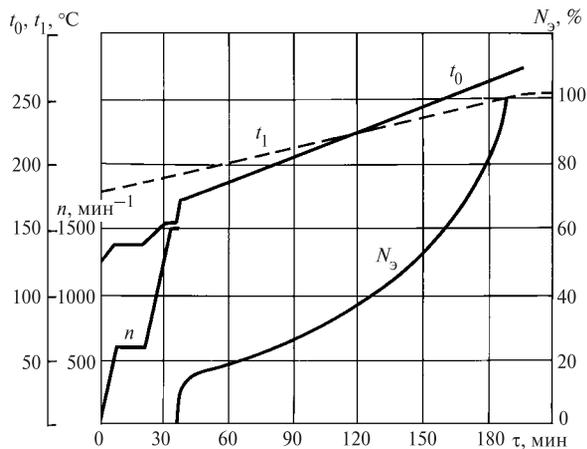


Рис. 15.14. График-задание пуска мощной турбины двухконтурной АЭС из холодного состояния:

$n$  — частота вращения;  $N_3$  — мощность;  $t_0$  — температура пара за регулирующими клапанами;  $t_1$  — температура пара перед ЦНД

для прогрева корпуса ЦВД и исключения большой разности температур по фланцу, а также прогрева роторов ЦНД для исключения появления в них высоких температурных напряжений, способствующих росту возможных дефектов и приближающих ротор к состоянию хрупкого разрушения. После выдержки частота вращения повышается до синхронной, турбина выводится на холостой ход, и в таком режиме осуществляется проверка тепломеханического состояния турбины. Измеряются следующие параметры: разность температур по толщине фланца корпуса ЦВД (она должна превосходить 70—80 °C), осевой сдвиг ротора, относительное расширение роторов, прогиб ротора ЦВД (он не должен превосходить 0,05 мм), разность температур верхней и нижней образующих корпуса ЦВД (она не должна превышать 50 °C), температура выходных патрубков ЦНД (она должна быть не более 70 °C), разность температур фланцев по сторонам корпусов (не должна превосходить 25—30 °C), температура баббитовой заливки опорных подшипников (не более 100 °C), температура масла на входе (40—45 °C) и на выходе (около 65 °C) подшипников, вибрация корпусов подшипников и некоторые другие параметры.

При работе турбины на холостом ходу осуществляют проверку автомата безопасности без повышения частоты вращения, а когда необходимо — с повышением частоты вращения.

В процессе разворота турбины выдерживается в соответствии с графиком-заданием (рис. 15.14) температура пара перед проточными частями ЦВД и ЦНД. Для управления температурой перед ЦНД используют регулятор расхода свежего пара, идущего на вторую ступень СПП. К концу режима холостого хода давление в конденсаторе снижается до 10—14 кПа.

После проверки всех систем генератор синхронизируется с сетью, включается в сеть и сразу берется начальная нагрузка с тем, чтобы обеспечить охлаждение выходных патрубков ЦНД увеличенным расходом пара. Далее набор мощности осуществляется по графику. Во время набора мощности контролируются все перечисленные выше показатели надежной работы. По мере прогрева турбины закрывают дренажи.

С увеличением мощности турбины давления в ней повышаются, и на определенном этапе появляется возможность перевода питания деаэраторов, питательных насосов и другого оборудования с постороннего источника на пар от «собственной» турбины.

При нагрузке главной турбины около 40 % номинальной приводная турбина, работающая на паре из коллектора собственных нужд, переводится на питание паром после СПП. Температура пара за

СПП, как правило, на 60—70 °С выше, чем температура его в коллекторе собственных нужд. Поэтому во избежание появления высоких температурных напряжений в деталях приводной турбины перевод питания необходимо осуществлять достаточно медленно (в течение примерно 30 мин). При еще большей нагрузке (примерно 60—65 % номинальной) пар в коллектор собственных нужд начинает поступать от турбины, снабжая деаэраторы и связанные с ними устройства.

При нагрузке главной турбины более 50 % к ней подключается система регенерации высокого давления. После взятия полной нагрузки энергоблок переходит в режим нормальной эксплуатации.

## 15.8. ОСТАНОВКА ТУРБИНЫ И ЕЕ ПУСК ИЗ ГОРЯЧЕГО И НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЙ

### 15.8.1. Явления, возникающие в турбине при снижении нагрузки и остановке

При снижении расхода пара через турбину в ее проточной части изменяются давление и температура. Наиболее сильное влияние на режим остановки турбины оказывает изменение температуры, особенно для неблочных турбин, а также для тех блочных турбин, снижение нагрузки которых осуществляется при номинальном давлении свежего пара. Если снижение нагрузки производить скольжением начального давления без изменения начальной температуры пара, то температура в проточной части изменяется также мало.

Изменение температуры в проточной части турбины приводит к тем же явлениям, какие возникают и при ее пуске: появляется несовместность тепловых расширений отдельных деталей, а в них самих возникают температурные напряжения. Однако при остановке турбины эти явления проявляются специфически, поэтому они требуют отдельного рассмотрения.

Наиболее опасным при остановке турбины является относительное сокращение ротора, основная причина которого — поступление в камеру регулирующей и последующих ступеней пара пониженной температуры. Ротор, омываемый паром по большой поверхности и с высокой интенсивностью, быстро охлаждается и сокращается. Корпус турбины, имеющий гораздо большую массу и экранированный во многих случаях обоями, охлаждается хуже, поэтому отстаёт от ротора в своем сокращении.

Кроме того, при нормальной работе турбоагрегата значительная часть длины уплотнения омывается горячим паром (рис. 15.15, а), поступающим из камеры первой ступени ЦВД или ЦСД. При

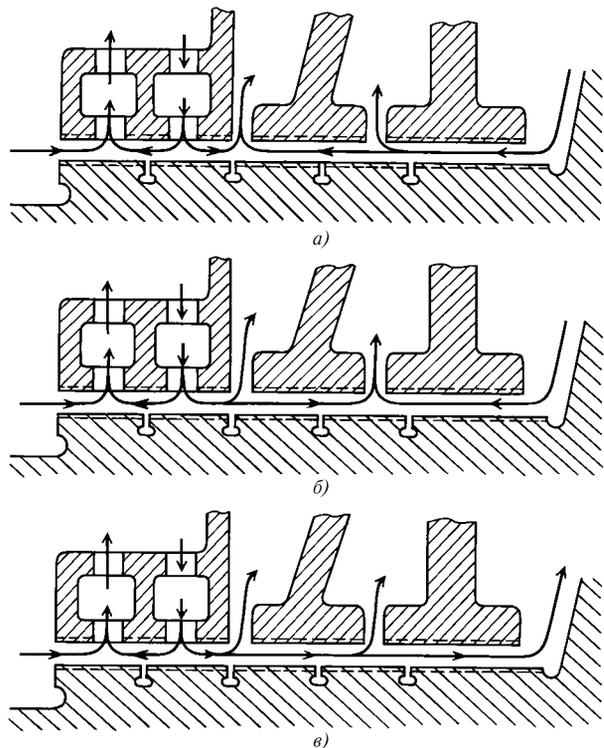


Рис. 15.15. Изменение направления потоков пара в концевом уплотнении ЦВД при остановке турбины:

а — работа под нагрузкой; б — то же на холостом ходу; в — то же под вакуумом

уменьшении нагрузки эта часть уплотнения начинает обтекаться паром все более низкой температуры, а при отключении генератора турбины от сети (рис. 15.15, б) поверхность ротора начинает омываться относительно холодным паром (140—160 °С), поступающим из деаэратора. Если учесть, что длина передних концевых уплотнений ЦВД иногда составляет половину длины ротора, то даже небольшое охлаждение ротора приведет к его сильному сокращению. При неправильной технологии остановки сокращение передней части ротора может достигнуть недопустимого значения.

Главным способом уменьшения относительного сокращения ротора при разгрузке и выбеге турбины является подача на уплотнения пара повышенной температуры.

Постепенное закрытие регулирующих клапанов приводит к неравномерному подводу пара по окружности камеры регулирующей ступени, а если клапаны неодинаково открыты, то пар, поступающий из сопел регулирующей ступени, будет иметь разную температуру. Это вызовет неравномерное охлаждение корпуса, его коробление и задевания ротора о неподвижные детали.

Весьма опасны и температурные напряжения, особенно в роторе и корпусе турбины, возникающие из-за быстрого охлаждения поверхностей этих деталей. Возникающие на поверхности детали напряжения являются растягивающими, и они более опасны, чем напряжения сжатия, появляющиеся при неравномерном нагреве, поскольку они в большей степени способствуют возникновению и развитию трещин.

### 15.8.2. Остановка турбины в горячий резерв

При остановке турбины в горячий резерв предполагается ее пуск после относительно короткого времени. Как правило, это остановки на ночь или на субботу и воскресенье.

*При остановке турбины в горячий резерв необходимо сохранить ее температуру как можно более высокой, так как это не только сократит и облегчит последующий пуск турбины, но и уменьшит потери теплоты на нагрев ее деталей до номинальной температуры. С этой точки зрения наилучшим способом остановки турбины был бы мгновенный сброс нагрузки. В этом случае не происходило бы охлаждения турбины во время разгрузки. Сброс любой нагрузки, особенно полной, является очень серьезным испытанием для турбины, поэтому как способ остановки он вообще неприемлем. Можно говорить об очень быстрой разгрузке турбоагрегата и отключении его от сети. Однако мощность многих турбоагрегатов в настоящее время настолько велика, что может составлять значительную долю мощности энергосистемы, в которой они работают. Быстрое исключение из работы значительной мощности в этом случае может привести к неустойчивости работы всей энергетической системы. Поэтому такой способ не применяется.*

**Для конденсационных турбоустановок неблочного типа, а также энергоблоков, работающих с постоянным начальным давлением свежего пара, разгрузка турбины ведут путем постепенного закрытия регулирующих клапанов (с помощью механизма управления). В процессе разгрузки необходимо в соответствии с местной инструкцией при уменьшении давления в отборах производить отключение сетевых подогревателей и ПВД, уменьшать число работающих конденсатных насосов.**

В предусмотренный момент времени необходимо перевести уплотнения ЦВД и ЦСД на питание горячим паром. Особенно внимательно нужно следить за относительным сокращением ротора. Если, несмотря на все принимаемые меры, сокращение ротора приближается к опасному пределу, необходимо прекратить разгрузку, а возможно, даже увеличить нагрузку.

При уменьшении расхода пара в конденсатор на определенном этапе должен включаться в работу

клапан рециркуляции, направляющий часть конденсата обратно в конденсатор. Следует убедиться, что этот клапан действительно вступил в работу.

Снижение нагрузки обычно ведут до 15—20 % номинальной, после чего воздействием на кнопку выключения прекращают подачу пара в турбину. С этого момента турбина вращается генератором с частотой электрической сети, т.е. генератор работает в режиме двигателя. При этом происходит разогрев турбины вследствие потерь трения ротора о пар. Поэтому в короткое время, указанное в инструкции (обычно это несколько минут), необходимо убедиться, что стопорные, регулирующие и обратные клапаны на линиях отборов закрылись, а ваттметр показывает отрицательную мощность (потребление мощности из сети). После этого можно отключить генератор от сети. Может оказаться, что из-за недостаточной плотности клапанов, их заклинивания или других причин в турбину поступает пар. *Отключать турбогенератор в этом случае от сети запрещается, поскольку поступающего количества пара может оказаться достаточно для ее разгона.* Необходимо предварительно полностью закрыть ГПЗ и ее байпас, убедиться, что пар в турбину не поступает, и только после этого отключить генератор от сети.

**Остановку в горячий резерв блочных турбоустановок** можно производить более рационально, уменьшая нагрузку турбины снижением (понижением) начального давления, но сохраняя температуру свежего пара номинальной. При этом регулирующие клапаны турбины (или их часть) должны быть полностью открыты.

Перед открытием регулирующих клапанов отключают регуляторы подачи топлива и воздуха в котел блока. В процессе открытия клапанов нагрузка турбины практически не изменяется, так как она определяется зафиксированным режимом котла. Температура пара перед турбиной может, однако, несколько возрасти за счет уменьшения дросселирования пара в регулирующих клапанах. Необходимо следить за температурой свежего пара и при надобности воздействовать на нее впрысками конденсата в паропровод или регулированием подачи топлива и воздуха в котел.

При уменьшении нагрузки снижается температура пара за промежуточным пароперегревателем. Однако это понижение не должно быть больше 20—25 °С. Дальнейшее разгрузку блочной турбины ведется постепенным уменьшением подачи топлива в котел, вследствие чего уменьшается давление свежего пара перед турбиной.

В блочной установке ряд ее элементов питается паром из отборов турбины. Поэтому на определенном этапе остановки, когда возможности турбины для этого исчерпываются, необходимо переходить на питание паром от других источников. Это отно-

сится к деаэратору и питательному турбонасосу. При снижении нагрузки деаэратор сначала переводят на питание паром из отбора с более высоким давлением (если он имеется), а затем — от постороннего источника.

Если питательная установка блока состоит из электропитательного и турбопитательного насосов, то при уменьшении давления в отборе для приводной турбины переходят на питательный электронасос. При нагрузке, меньшей 30 % (для блоков на сверхкритические параметры пара), включают в работу БРОУ для того, чтобы избыточный пар, вырабатываемый котлом, направлять в конденсатор в обвод турбины.

Разгрузка блока производится также до 15—20 % номинальной мощности, определяемой устойчивостью температуры свежего пара и пара промежуточного перегрева при малых расходах топлива. Сброс остаточной нагрузки производится кнопкой отключения турбины. Непосредственно перед отключением турбины прекращают подачу топлива в котел, который вследствие своей высокой теплоаккумулирующей способности в течение нескольких минут продолжает вырабатывать пар. Тем самым частично возмещаются затраты топлива на разогрев котла и трубопроводов при пуске. После отключения турбогенератора от сети начинается выбег ротора, при котором частота вращения изменяется от номинальной до нуля.

### 15.8.3. Выбег ротора

Выбег ротора — это важный эксплуатационный этап, позволяющий в определенной степени судить об исправности турбоагрегата. Во время выбега обязательно снимается кривая выбега — зависимость частоты вращения от времени (рис. 15.16). Замедление частоты вращения при выбеге происходит из-за трения лопаток и дисков о пар, из-за вентиляции пара лопаточным аппаратом и из-за трения в масляном слое подшипников. Полу-

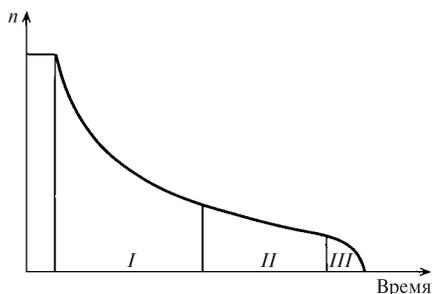


Рис. 15.16. Кривая выбега турбины:

*I* — зона влияния вентиляционных потерь; *II* — зона влияния жидкостного трения в подшипниках; *III* — зона полусухого трения в подшипниках

ченная кривая выбега сравнивается с нормативной кривой, снятой после первых 200—300 ч работы (после приработки всех деталей турбины). Как нормативную, так и все остальные кривые выбега снимают при одном и том же постоянном давлении в конденсаторе, поскольку вентиляционные потери в турбине в значительной степени зависят от плотности среды, в которой вращается ротор турбины.

Время полного выбега современных турбин в зависимости от мощности составляет 20—40 мин. При отклонении выбега по сравнению с нормативным более чем на 2—3 мин необходимо выяснить причины отклонения и принять соответствующие меры. Уменьшение времени выбега свидетельствует о появлении повышенного трения в подшипниках или задеваний в проточной части и уплотнениях. Поэтому в процессе выбега необходимо периодически «прослушивать» турбину, чтобы обнаружить возможные задевания. Увеличение времени выбега, как правило, свидетельствует о неплотности стопорных или регулирующих клапанов или клапанов на линиях отбора.

В процессе выбега ротора на турбине производится ряд операций. Поскольку в этот период система регулирования уже не работает, отпадает необходимость в использовании мощных насосов, обеспечивающих систему регулирования. Эти насосы отключают. Если системы смазки и регулирования работают от одного насоса, расположенного на валу турбины, то в работу включается сначала пусковой масляный электро- или турбонасос, а затем резервный насос смазки малой мощности.

Для исключения возможной конденсации пара в остывающих в последующем перепускных трубах ЦВД и паропроводах промежуточного перегрева необходимо при закрытой ГПЗ через вентили обеспаривания выпустить пар из тракта промежуточного перегрева, а через дренажи — из перепускных труб ЦВД.

Далее при остановке турбины в горячий резерв необходимо принять все возможные меры для сохранения теплоты в паропроводе и в котле. Для этого закрываются все дренажи и задвижки, через которые возможен отток теплоты.

После остановки ротора турбины необходимо во избежание его теплового прогиба немедленно включить ВПУ.

Последними операциями по остановке турбины являются прекращение подачи пара на эжекторы и уплотнения, остановка питательного насоса после предварительной подпитки котла, конденсатных насосов (после достаточного охлаждения охладителей пара эжекторов), циркуляционных насосов (при температуре выходного патрубка ниже 50 °С и непоступлении пара в конденсатор) и прекращение подачи пара от постороннего источника на деаэратор.

#### 15.8.4. Остановка турбины с охлаждением

Остановка турбины с охлаждением (расхолаживанием) производится в тех случаях, когда предусматриваются работы, которые не могут быть проведены на горячей турбине. К таким работам относятся текущие и капитальные ремонты, при проведении которых необходимо вскрывать цилиндры. Прекращение вращения ротора турбины валоповоротным устройством, подача масла к подшипникам и снятие изоляции допускаются как по техническим причинам, так и по соображениям техники безопасности при температуре турбины ниже 200 °С.

Если производить остановку ранее описанным способом с сохранением постоянной температуры горячих частей турбины, то, поскольку современные турбины остывают со скоростью 60—70 °С в сутки, потребовалось бы 6—7 сут для остывания до допустимой температуры. Необходимость в полном остывании возникает не только при капитальных, но и при частичных ремонтах системы маслоснабжения, подшипников, паровпускных частей турбины, одним словом, тогда, когда подача масла на подшипники или вращение ротора валоповоротным устройством не могут быть прекращены или когда этого требует техника безопасности.

Основная идея проведения остановки блочной турбины с расхолаживанием состоит в том, что турбина постепенно охлаждается протекающим через нее паром понижающейся температуры; при этом также уменьшают начальное давление пара. Основная трудность в осуществлении режима расхолаживания состоит в том, что не все котлы могут выдавать пар требуемых параметров. Выше отмечалось, что для исключения попадания в турбину влажного пара (это вызовет резкое понижение температуры металла турбины) необходимо иметь перегрев его по отношению к температуре насыщения. Поэтому вместе со снижением температуры пара следует снижать и его давление. Эта операция сравнительно просто осуществляется на блоке с барабанным котлом. Весь тракт прямооточного котла, как уже упоминалось, должен работать под давлением, которое не может быть сильно снижено по соображениям его надежности, поэтому на блоках с такими котлами возможно лишь ограниченное снижение температуры пара. В некоторых случаях расхолаживание турбины ведут путем прикрытия регулирующих клапанов при поддержании номинальных параметров пара, но при снижении паропроизводительности котла.

При остановке турбины с расхолаживанием в результате постепенного охлаждения со скоростью 0,5—0,7 °С/мин удастся довести температуру турбины за 5—7 ч до 360—370 °С. Все рассмотренные выше операции по остановке оборудования блока остаются прежними. Продолжительность естествен-

ного остывания турбины после разгрузки турбины с расхолаживанием еще до температуры 150—180 °С составляет дополнительно 5—7 сут. Поэтому постоянно ведутся поиски рациональных, относительно быстрых способов расхолаживания турбин с тем, чтобы сократить до минимума период от отключения генератора от сети до начала ремонта.

#### 15.8.5. Аварийная остановка турбоагрегата

При возникновении на турбоагрегате аварийного положения дежурный персонал должен действовать в соответствии с противоаварийной инструкцией, в которой содержится перечень основных аварийных ситуаций и приведены меры по их ликвидации.

При ликвидации аварийных положений дежурный персонал должен особенно внимательно наблюдать за основными показателями работы турбины, к которым относятся: частота вращения, электрическая мощность, параметры свежего пара и пара промежуточного перегрева, вакуум в конденсаторе, уровень вибрации турбоагрегата, осевое положение ротора и положение роторов относительно соответствующих корпусов, давление масла в системах регулирования и смазки, уровень масла в масляном баке, температура масла на входе в подшипники и выходе из них.

Аварийная остановка турбоагрегата производится путем немедленного прекращения подачи пара в турбину. При этом различают аварийную остановку без срыва вакуума, т.е. без его резкого ухудшения, и со срывом вакуума, при котором в выходную часть турбины и конденсатор впускают атмосферный воздух через специальную электроздвижку (см. поз. 15 на рис. 15.2).

При срыве вакуума плотность среды в ЦНД резко возрастает, и это приводит к быстрому замедлению частоты вращения ротора при прекращении подачи пара и отключении генератора от сети. При срыве вакуума динамические напряжения в рабочих лопатках возрастают в несколько раз, поэтому регулярные остановки с использованием срыва вакуума ведут к накоплению в них повреждений. Кроме того, при срыве вакуума происходит разогрев выходного патрубка и появляется возможность расцентровок и вибрации. Поэтому использование срыва вакуума допустимо лишь в аварийных ситуациях, действительно требующих этого.

Срыв вакуума необходим и при увеличении частоты вращения сверх допустимой, при гидравлическом ударе, при котором может произойти выплывание заливки колодок упорного подшипника, при резком осевом сдвиге ротора, при чрезмерном относительном удлинении роторов, при появлении искр из концевых уплотнений, свидетельствующих о сильных задеваниях, при которых может произойти прогиб ротора.

Внезапное понижение уровня масла в баке при невозможности его восстановления требует быстрой остановки во избежание срыва масляных насосов и нарушения маслоснабжения. Срочные меры по остановке ротора следует предпринять при возникновении пожара или его серьезной угрозе.

При аварийной остановке со срывом вакуума необходимо прекратить доступ пара в турбину с помощью кнопки выключения и потребовать остановки котла (при блочной схеме турбоустановки). При этом пар, вырабатываемый некоторое время котлом, в силу его большой аккумулирующей способности нельзя сбрасывать в конденсатор через БРОУ. Его выпускают в атмосферу через предохранительные клапаны паропроводов. Далее необходимо убедиться в том, что турбина надежно отключена от паропроводов и не вырабатывает мощности; только после этого можно отключить генератор от сети. Затем открывают задвижку срыва вакуума и отключают эжектор.

Далее, если ГПЗ и ее байпас не закрыты, то их следует закрыть, для того чтобы случайные неправильные действия персонала или неполадки в системе регулирования не привели к открытию регулирующих клапанов и разгону турбины. Необходимо обеспечить нормальную работу системы смазки (проверить включение пусковых или резервных масляных насосов), конденсатных насосов (включить рециркуляцию в конденсатор), деаэрата (перевести его на работу паром от постороннего источника). Дальнейшая остановка ведется обычным способом.

При возникновении аварийного положения, не предусмотренного противоаварийной инструкцией, персонал должен действовать быстро, но продуманно. Прежде всего надо уяснить, что же произошло. Для этого необходимо быстро собрать всю возможную информацию, имеющую отношение к аварии, и мысленно представить себе процесс развития аварии. Это позволит предположить причину возникновения аварии. Очень большую пользу при этом оказывает знание конкретной турбины, ее особенностей и истории эксплуатации. Конечно, все это надо делать быстро, иногда в считанные секунды. Приняв решение, необходимо приступить к ликвидации сначала последствий, а затем причин аварии.

#### **15.8.6. Остывание турбины и элементов блока при остановке в горячий резерв**

После полного выбега ротора и включения в работу ВПУ начинается процесс естественного остывания турбины и других элементов турбоустановки. *В период остывания прекращение вращения ротора и подачи масла на подшипники турбины не*

*допускаются.* Обычно в течение первых 8 ч ротор вращается ВПУ при действующем гидродоудеме непрерывно, а в дальнейшем ротор периодически (с увеличивающимся периодом) поворачивают на 180°. Прекращение вращения ротора недопустимо из-за его неравномерного остывания и появления теплового прогиба. Подача масла к подшипникам необходима, во-первых, для уменьшения трения в подшипниках при вращении ротора ВПУ и, во-вторых, для снятия теплоты, аккумулированной в турбине при ее работе и притекающей к подшипникам при ее остановке.

При остывании хорошо изолированной турбины интенсивность теплообмена между окружающим воздухом и турбиной очень мала. Поэтому опасные температурные напряжения в ее деталях не появляются. *Наибольшую опасность представляют временные деформации корпуса турбины, возникающие вследствие неравномерного остывания.*

Наиболее серьезные последствия связаны с появлением разности температур между верхней и нижней образующими корпуса. Это приводит к выгибу корпуса стрелой вверх. Разность температур возникает из-за недостаточности или некачественности изоляции низа корпуса, более интенсивного отвода теплоты от низа корпуса, в том числе по патрубкам отборов, негерметичности обшивки турбины.

#### **15.8.7. Уход за остановленной турбиной**

За остановленной турбиной необходим тщательный уход. Наибольшую опасность для остановленной турбины и некоторых других элементов турбоустановки представляет стояночная коррозия.

*Основной причиной коррозии является одновременное присутствие влаги и воздуха,* поэтому при остановке турбины должны быть приняты меры для исключения их одновременного попадания в нее. Для этого паропровод, подводящий пар к турбине, снабжается специальным вентилем обеспаривания, который сообщает паропровод с атмосферой сразу же после остановки турбины. Камера регулирующей ступени турбины, камеры отборов, паровые коробки регулирующих клапанов, перепускные трубы (от стопорных клапанов к регулирующим) также должны быть сообщены с атмосферой во избежание скопления конденсата, который может испаряться и через неплотности арматуры попадать в турбину.

При остановке турбины в длительный резерв принимаются дополнительные меры. Турбина с помощью заглушек надежно отключается от всех паропроводов, по которым в нее может проникнуть пар: от паропроводов свежего пара, паропроводов

отборов, регенеративных подогревателей и т.п. Вал турбины дополнительно уплотняется шнуром, а в паровое пространство конденсатора устанавливают противни с хлористым кальцием для поглощения влаги. Особая забота проявляется по отношению к шейкам подшипников: для создания защитного слоя масла не реже 1 раза в неделю через подшипники прокачивается масло, а ротор поворачивается валоповоротным устройством на несколько оборотов.

Еще более эффективным средством борьбы со стояночной коррозией является консервация турбины.

#### **15.8.8. Пуск неблочной ПТУ из горячего и неостывшего состояний**

Если при пуске неблочной турбины из холодного состояния основная трудность состоит в том, что поступающий в нее пар имеет слишком высокую температуру по сравнению с температурой металла, то при пуске из горячего и неостывшего состояний возникает другая трудность: свежий пар может иметь более низкую температуру, чем турбина. Связано это с тем, что, как правило, за время простоя паропровод и арматура на нем (магистральная задвижка, ГПЗ, стопорный и регулирующие клапаны) остывают быстрее, чем сама турбина. Поэтому свежий пар, поступающий из стационарного коллектора и проходящий по паропроводу в турбину, остывает.

Поступление охлажденного пара в турбину нежелательно по следующим основным причинам:

1) быстрое охлаждение ротора относительно корпуса приводит к сокращению ротора и уменьшению входных осевых зазоров в проточной части;

2) охлаждение ротора и корпуса турбины происходит неравномерно по толщине, и в них возникают дополнительные температурные напряжения, циклическое повторение которых способствует появлению трещин термической усталости;

3) охлаждение турбины приводит к необходимости повышать ее температуру в дальнейшем, что вызывает ограничение по скорости набора нагрузки.

Перечисленные обстоятельства позволяют сформулировать принципы, на которые необходимо опираться при проведении пусков неблочных турбин из неостывшего и горячего состояний:

1) температура свежего пара должна иметь номинальное значение;

2) паропроводы свежего пара и вся установленная на них арматура должны быть тщательно прогреты для того, чтобы не происходило остывания движущегося по ним пара;

3) должны быть исключены все источники охлаждения трубопроводов, арматуры и деталей турбины. В частности, становится совершенно недопустимой подача на уплотнения относительно холодного пара из уравнивательной линии деаэраторов, поскольку в отсутствие потока теплоты по валу от пара, протекающего через турбину, происходит охлаждение ротора и его опасное сокращение;

4) если по условиям температурного состояния невозможно подать в турбину пар с более высокой температурой, чем температура металла, то разворот турбины и взятие начальной нагрузки необходимо производить как можно быстрее, с тем чтобы не охладить детали и не вызвать опасного сокращения ротора.

Порядок пуска ПТУ из горячего и неостывшего состояний принципиально не отличается от пуска из холодного состояния. Отличие состоит в длительности и порядке проведения отдельных операций, которые должны обеспечить безопасный пуск и минимальные расход энергии на собственные нужды и пусковые потери теплоты.

Перед пуском турбоустановки обязательно следует убедиться в отсутствии чрезмерной разности температур между верхом и низом корпуса ЦВД, которая может возникнуть при остывании турбины. Если она превышает предельно допустимую, то пуск турбины запрещается. Точно так же необходимо проследить за положением ротора относительно корпуса, поскольку при простое ротор может чрезмерно сократиться.

Пуск ПТУ осуществляется в соответствии с пусковым графиком.

Прогрев паропровода при пусках из горячего и неостывшего состояний не требует много времени, поэтому начинать подготовительные операции целесообразно с пуска конденсационной установки. В процессе пуска конденсационной установки и прогрева паропроводов выполняют проверку систем защиты и регулирования.

После проверки работы ВПУ необходимо, сделав соответствующие переключения в схеме подачи пара на уплотнения, включить его и подать на «горячие» уплотнения горячий пар, на «холодные» — холодный. Затем включить в работу эжектор уплотнений.

Разворот, синхронизация и начальное нагружение производятся точно так же, как и при пуске из холодного состояния, за исключением того, что их ни в коем случае нельзя задерживать. Необходимо четко усвоить, что если при пуске из холодного состояния задержка не представляет опасности для турбины и влечет только перерасход топлива, то *при пуске из горячего и неостывшего состояний задержка вызывает опасность задеваний из-за*

сокращения ротора, дополнительные температурные напряжения и ограничивает скорость набора нагрузки на последующих этапах.

Быстрому развороту и набору нагрузки способствуют отсутствие конденсации в корпусе турбины и невозможность хрупкого разрушения ротора, поскольку его температура значительно выше критической температуры хрупкости.

Хотя турбину следует разворачивать и нагружать как можно скорее, это необходимо делать не в ущерб проверкам состояния ее проточной части и систем защит. В процессе пуска эти системы должны тщательно проверяться, а турбина «прослушиваться».

### 15.8.9. Пуск блоков из горячего и неостывшего состояний

Трудности, возникающие при пуске из неостывшего и горячего состояний блочных турбинных установок, в общем не отличаются от трудностей, возникающих при таких же пусках для неблочных турбин. Основная сложность состоит в необходимости поддержания соответствия температуры пара температуре металла отдельных узлов блока.

Мощные блоки выполняются с промежуточным перегревом пара (в отличие от неблочных турбин), и поэтому при пусках из горячего и неостывшего состояний приходится заботиться не только о ЦВД, но и о ЦСД.

На рис. 15.17 упрощенно показана схема паропроводов свежего пара и паропроводов промежуточного перегрева, на которой указаны типичные значения температур металла отдельных узлов турбоустановки после остановки блока на 8 ч.

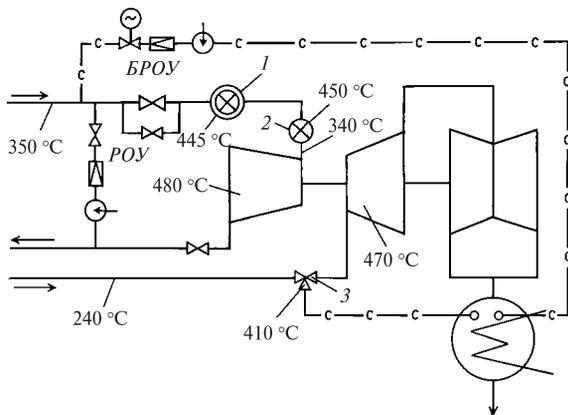


Рис. 15.17. Пусковая схема с одной БРОУ и РОУ для пуска из горячего состояния:

1—3 — стопорный, регулирующий и сбросной клапаны соответственно

Видно, что за это время меньше всего остыли корпуса ЦВД и ЦСД, а сильнее всего паропроводы «горячего» промежуточного перегрева и перепускные трубы ЦВД. Это обстоятельство серьезно усложняет технологию пуска.

Действительно, если температура металла ЦВД составляет 480 °С, то в турбину следует подавать пар с температурой 530 °С. Если в процессе пуска удастся установить за котлом эту температуру, а затем открыть байпас ГПЗ для толчка ротора, то в турбину будет поступать пар, сильно охлажденный из-за дросселирования в байпасе ГПЗ и из-за протекания по холодным паропроводам. Чтобы учесть это обстоятельство, можно поднять температуру перед ГПЗ еще выше (но не выше номинальной). В этом случае детали ЦВД могут оказаться в безопасности. Однако другие элементы паропровода, в частности значительно остывшие корпуса стопорного и регулирующего клапанов, перепускные трубы, окажутся под воздействием слишком высокой для них температуры. Тракт от ГПЗ до закрытых регулирующих клапанов необходимо прогревать отдельно. При этом открытие байпаса должно производиться вполне определенным образом, т.е. так, чтобы не охладить корпус стопорного клапана (поскольку в дальнейшем его придется нагревать), но и не разогревать паропроводы за ГПЗ с опасной скоростью. Аналогичное положение возникает и при прогреве регулирующих клапанов, расположенных за ними перепускных труб и собственно турбины. Это приводит к тому, что выполнить все требования в полной мере без значительного увеличения пусковых потерь становится невозможным. Поэтому на практике реализуют компромиссный вариант, при котором обеспечивается надежность всех элементов схемы с точки зрения температурных напряжений при небольшом, однако, охлаждении ЦВД. Последнее обстоятельство крайне нежелательно из-за относительного сокращения ротора, но не опасно при достаточно быстром пуске.

Таким образом, тщательное поддержание режима при пусках из горячего состояния является непременным условием безопасной и долговечной работы оборудования.

Выше, говоря о необходимости получения перед ГПЗ пара с почти номинальной температурой, мы не рассматривали технические возможности котла. Получить такой пар за котлом можно лишь при достаточно большом давлении. Например (рис. 15.18), для получения пара с температурой 560 °С необходимо иметь давление за барабанным котлом примерно 9 МПа, а за прямоточным — более 10 МПа. Таким образом, приведение ротора во вращение и нагружение при пуске блока из горячего состояния

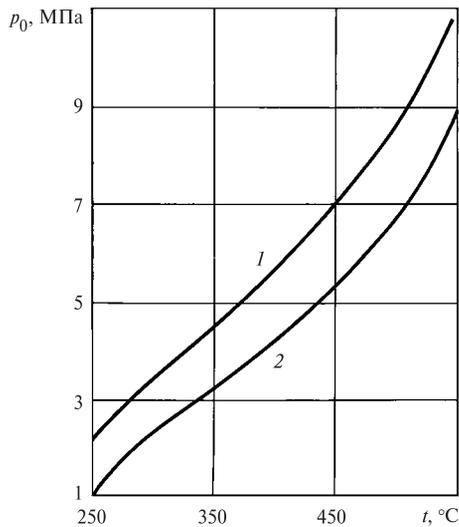


Рис. 15.18. Давление свежего пара за котлом в зависимости от температуры, необходимой для подачи пара в турбину:

1 — для прямоточного котла; 2 — для барабанного котла

происходят при значительно бóльших давлениях и температурах, чем при пуске из холодного состояния. Это приводит к тому, что холостой ход и малые нагрузки турбины обеспечиваются при малой степени открытия регулирующих клапанов, что вызывает сильное дросселирование пара в клапане и снижение его температуры. Иногда даже при превышении температуры пара и перепускных труб на 50—100 °С по отношению к температуре металла турбин в результате дросселирования при частичном открытии клапана температура металла оказывается все же выше температуры поступающего пара.

Радикальной мерой борьбы с охлаждением пара из-за дросселирования является начальное нагружение турбины не путем постепенного открытия регулирующих клапанов, а путем увеличения паропроизводительности котла и параметров за ним. Кроме того, когда охлаждение цилиндра по ряду причин становится неизбежным, необходимо разворот, синхронизацию и начальное нагружение вести достаточно быстро, в строгом соответствии с графиком-заданием.

Повышенные параметры пара перед началом вращения ротора и при начальном нагружении требуют усиленной форсировки котла. В пусковых схемах с двумя обводами (см. рис. 15.3, а) повышенная форсировка не вызывает особых сложностей, так как пар, проходящий через БРОУ-2, охлаждает промежуточный пароперегреватель. В схеме с одним обводом для охлаждения промежуточного пароперегревателя используют РОУ (см. рис. 15.17), подводящую пар из паропроводов свежего пара. Одно-

временно при этом производят прогрев тракта промежуточного перегрева.

Как и при пуске из холодного состояния, в пусковых схемах с прямоточными котлами важное значение имеет этап перехода на номинальное давление свежего пара (перевода давления). Однако если при пусках из холодного состояния следовало опасаться за прочность регулирующих клапанов и расположенных за ними перепускных труб, то при пусках из горячего и неостывшего состояний перевод давления вызывает опасность охлаждения паропускной части ЦВД.

На рис. 15.19 точка А изображает состояние пара перед полностью открытыми регулируемыми клапанами перед переводом давления, когда температура достигла 480 °С, а давление 12,5 МПа. Линия АВ отражает процесс расширения пара в регулирующей ступени. Если для перевода давления быстро и одновременно прикрыть все регулирующие клапаны и тем самым при неизменной температуре поднять давление до 24 МПа (переместиться в точку С), то протекающий через регулирующие клапаны пар сначала будет дросселироваться (линия CD), а затем расширяться в регулирующей ступени (линия DB') до прежнего давления, составляющего 5 МПа (поскольку расход пара не изменился). В результате этого в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой 310 °С, т.е. на 60 °С меньшей, чем до перевода давления. Если вместе с повышением давления до 24 МПа увеличить и температуру пара за котлом, скажем, до 520 °С, то процесс расширения пойдет

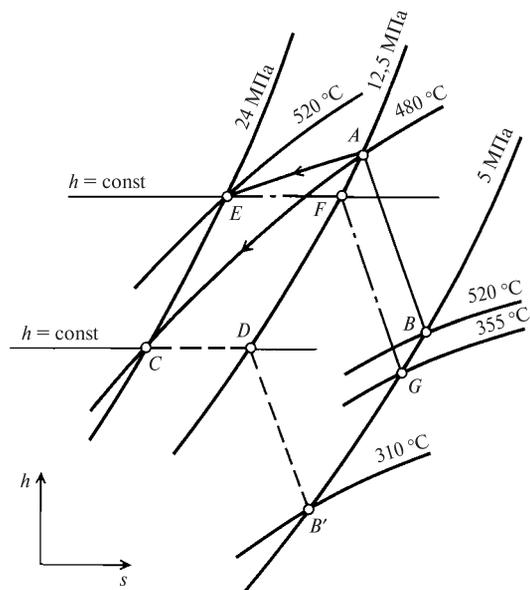


Рис. 15.19. Изменение температуры в камере регулирующей ступени при переводе давления

по линии *EFG* и в камеру регулирующей ступени будет поступать пар с температурой уже 355 °С. На практике так и поступают. К сожалению, во многих случаях поднимать температуру пара очень быстро нельзя, так как это может привести к перегреву корпусов стопорных и регулирующих клапанов, которые к моменту начала перехода на номинальное давление могут иметь относительно низкую температуру. Поэтому процесс перевода давления достаточно длителен и может занимать 10—20 мин.

Пуск блоков из неостывшего состояния принципиально не отличается от пуска из горячего

состояния. Последовательность операций при пусках из горячего и неостывшего состояний такая же, как и при пусках из холодного состояния. Основные отличия связаны с необходимостью очень тщательного выполнения графиков-заданий и быстротой выполнения ряда операций, при которых происходит охлаждение элементов ЦВД: синхронизации и включения турбогенератора в сеть, набора нагрузки до получения в проточной части турбины температур, отвечающих состоянию ее металла, и перевода давления.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### К главам 1 и 2

1. **Вукалович М.П.** Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. М.: Изд-во стандартов, 1969.
2. **Дейч М.Е.** Газодинамика решеток турбомашин / М.Е. Дейч. М.: Энергоатомиздат, 1996.
3. **Дейч М.Е.** Атлас профилей решеток осевых турбин / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов, Л.Я. Лазарев. М.: Машиностроение, 1965.
4. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. М.: Энергия, 1976.
5. **Самойлович Г.С.** Гидроаэромеханика / Г.С. Самойлович. М.: Машиностроение, 1990.
6. **Тепловые и атомные электростанции** : справочник / под ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. М.: Издательство МЭИ, 2003.
7. **Трояновский Б.М.** Турбины для атомных электростанций / Б.М. Трояновский. М.: Энергия, 1978.
8. **Щегляев А.В.** Паровые турбины : в 2 кн. / А.В. Щегляев. — 6-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1993.

### К главе 3

1. **Абрамов В.И.** Тепловой расчет турбин / В.И. Абрамов, Г.А. Филиппов, В.В. Фролов. М.: Машиностроение, 1974.
2. **Влияние саблевидности сопловых лопаток на работу последних ступеней паровой турбины** / Л.Л. Симою, Н.Н. Гудков, М.С. Индурский и др. // Теплоэнергетика. 1998. № 8. С. 37—41.
3. **Дейч М.Е.** Атлас профилей решеток осевых турбин / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов, Л.Я. Лазарев. М.: Машиностроение, 1965.
4. **Костюк А.Г.** Сравнительные расходные и динамические характеристики радиальных и радиально-осевых лабиринтных уплотнений турбомашин / А.Г. Костюк, Б.Н. Петрунин // Вестник МЭИ. 1999. № 1. С. 45—47.
5. **Костюк А.Г.** Сравнение активных и реактивных цилиндров высокого давления паровых турбин / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. 2005. № 6. С. 2—13.
6. **Новый метод профилирования направляющих решеток ступеней с малым  $d/l$**  / М.Е. Дейч, А.В. Губарев, Г.А. Филиппов, Ван Чжун Ци // Теплоэнергетика. 1962. № 9. С. 42—47.
7. **Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ** / под ред. А.П. Огурцова и В.К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991.
8. **Сотовые уплотнения в турбомашинах** / В.Т. Буглаев, А.А. Климцов, В.Т. Перевезенцев, С.В. Перевезенцев. Брянск: Изд-во БГГУ, 2002.
9. **Щегляев А.В.** Паровые турбины : в 2 кн. / А.В. Щегляев. — 6-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1993.

### К главам 4 и 5

1. **Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ** / под ред. А.П. Огурцова и В.К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991.
2. **Рыжкин В.Я.** Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. М.: Энергия, 1976.
3. **Трояновский Б.М.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. М.: Энергоатомиздат, 1985.
4. **Щегляев А.В.** Паровые турбины : в 2 кн. / А.В. Щегляев. — 6-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1993.

### К главе 6

1. **Костюк А.Г.** Газотурбинные установки / А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк. М.: Высшая школа, 1979.
2. **Самойлович Г.С.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. М.: Энергоиздат, 1982.
3. **Щегляев А.В.** Паровые турбины : в 2 кн. / А.В. Щегляев. — 6-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1993.

### К главе 7

1. **Трухний А.Д.** Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. М.: Издательство МЭИ, 2002.
2. **Щегляев А.В.** Паровые турбины : в 2 кн. / А.В. Щегляев. — 6-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1993.

### К главе 8

1. **Бродов Ю.М.** Конденсационные установки паровых турбин : учебное пособие для вузов / Ю.М. Бродов, Р.З. Савельев. М.: Энергоатомиздат, 1994.
2. **Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций.** М.: СПО Союзтехэнерго, 1986.
3. **Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации:** РД 34.20.501-95. (М-во топлива и энергетики РФ, РАО «ЕЭС России»). — 15-е изд., перераб. и доп. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
4. **Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций.** М.: СПО Союзтехэнерго, 1982.
5. **Типовая энергетическая характеристика конденсатора 800КЦС-3 турбины К-800-240-3 ЛМЗ.** М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.
6. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний. М.: Энергоатомиздат, 1990.

### К главам 9 и 10

1. **Бененсон Е.И.** Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе. — 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1986.

2. **Веллер В.Н.** Автоматическое регулирование паровых турбин / В.Н. Веллер. — 2-е изд. М.: Энергия, 1977.
3. **ГОСТ 24278—89.** Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. М.: Изд-во стандартов, 1989.
4. **Иванов В.А.** Регулирование энергоблоков / В.А. Иванов. Л.: Машиностроение, 1982.
5. **Иванов В.А.** Режимы малой мощности паротурбинных установок / В.А. Иванов. — 2-е изд. Л.: Энергоатомиздат, 1986.
6. **Казанский В.Н.** Системы смазывания паровых турбин / В.Н. Казанский. — 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1986.
7. **Кириллов И.И.** Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок / И.И. Кириллов. — 2-е изд. Л.: Машиностроение, 1988.
8. **Паровые турбины малой мощности КТЗ** / В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др. М.: Энергоатомиздат, 1987.
9. **Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ** / под ред. А.П. Огурцова, В.К. Рыжкова. М.: Энергоатомиздат, 1991.
10. **Паротурбинные установки атомных электростанций** / под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.
11. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 14-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1989.
12. **Трояновский Б.М.** Паровые и газовые турбины атомных электростанций / Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин. М.: Энергоатомиздат, 1985.
13. **Щегляев А.В.** Регулирование паровых турбин / А.В. Щегляев, С.Г. Смельницкий. М.: Госэнергоиздат, 1962.

#### К главе 11

1. **Бененсон Е.И.** Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
2. **Паротурбинные установки атомных электростанций** / под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.
3. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний, С.М. Лосев; под ред. Б.М. Трояновского. М.: Энергоиздат, 1981.
4. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний. М.: Энергоатомиздат, 1990.

#### К главе 12

1. **Костюк А.Г.** Газотурбинные установки / А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк. М.: Высшая школа, 1979.
2. **Христич В.А.** Газотурбинные двигатели и защита окружающей среды / В.А. Христич, А.Г. Тумановский. Киев: Техніка, 1983.
3. **Стационарные газотурбинные установки** / под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тарышкина. Л.: Машиностроение, 1989.

#### К главе 13

1. **Каталог** газотурбинного оборудования // Газотурбинные технологии. 2006.
2. **Шуленберг Т.** Новая серия газовых турбин / Т. Шуленберг, М. Янсен, М. Валдингер // Теплоэнергетика. 1992. № 6. С. 65—74.

3. **Brandt D.E.** GT gas turbine design philosophy / D.E. Brandt, R.R. Wesorick // GER-3434D. 1994.
4. **Schilke P.W.** Advanced gas turbine materials and coatings / P.W. Schilke // GER-3569G. 2004.

#### К главе 14

1. **Исследования** изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений деталей проточной части турбин / В.Ф. Резинских, Э.С. Гинзбург, А.М. Клыпина и др. М.: ВТИ, 1993.
2. **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин / А.Г. Костюк. — 3-е изд. М.: Издательство МЭИ, 2007.
3. **Костюк А.Г.** Сборник задач по динамике и прочности турбомашин / А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, А.И. Куменко. М.: Машиностроение, 1990.
4. **Левин А.В.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон. Л.: Машиностроение, 1981.
5. **Либерман Л.Я.** Справочник по свойствам сталей / Л.Я. Либерман, М.И. Пейсихис. М.; Л.: Машгиз, 1958.
6. **Михайлов-Михеев П.Б.** Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения / П.Б. Михайлов-Михеев. М.: Машгиз, 1961.
7. **Отраслевой стандарт.** Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединенных рабочих лопаток: ОСТ.108.021.07—84.
8. **Отраслевой стандарт.** Профили грибовидных хвостовиков и гребней. ОСТ 108.261.05—84 — ОСТ 108.261.07—84.
9. **Петерсон Р.** Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Петерсон. М.: Мир, 1977.
10. **Разрушение** турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загреддинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // Теплоэнергетика. 2004. № 5. С. 5—15.

#### К главе 15

1. **Аркадьев Б.А.** Режимы работы турбоустановок АЭС / Б.А. Аркадьев. М.: Энергоатомиздат, 1986.
2. **Бененсон Е.И.** Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; под ред. Д.П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986.
3. **Основные** правила обеспечения эксплуатации атомных станций. — 2-е изд. М.: РУССЛИТ, 1998.
4. **Паротурбинные установки атомных электростанций** / под ред. Ю.Ф. Косяка. М.: Энергия, 1978.
5. **Плоткин Е.Р.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков / Е.Р. Плоткин, А.Ш. Лейзерович. М.: Энергия, 1980.
6. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации: РД 34.20.501-95 (М-во топлива и энергетики РФ, РАО «ЕЭС России»). — 15-е изд., перераб. и доп. М.: СПО ОРГРЭС, 1996.
7. **Самойлович Г.С.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. М.: Энергоиздат, 1982.
8. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний, С.М. Лосев; под ред. Б.М. Трояновского. М.: Энергоиздат, 1981.
9. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний. М.: Энергоатомиздат, 1990.

Учебное электронное издание

*КОСТЮК Аскольд Глебович, ФРОЛОВ Василий Васильевич,  
БУЛКИН Анатолий Ефремович, ТРУХНИЙ Алексей Данилович*

## ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ ДЛЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Учебник для вузов

Редактор *Н.Н. Сошникова*

Художники *Н.П. Антонов, Е.М. Апраксин, А.Ю. Землеруб*

Корректоры *В.В. Сомова, Е.П. Севостьянова*

Компьютерная верстка *В.В. Пак*

Подготовка электронного издания *Д.О. Лазарев*

АО "Издательский дом МЭИ", 111250, Москва, Красноказарменная ул., 14А  
тел/факс: (495) 640-83-27, адрес в Интернете: <http://www.idmei.ru>,  
электронная почта: [info@idmei.ru](mailto:info@idmei.ru)