

**Федеральное агентство по образованию**

**Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования**

**Северо - Западный государственный заочный технический университет**

**Кафедра теплотехники и теплоэнергетики**

**ТУРБИНЫ ТЭС И АЭС**

**Методические указания к выполнению лабораторных работ**

**Факультет энергетический**

**Направление и специальность подготовки дипломированного специалиста:**

**650800 – теплоэнергетика**

**100500 – тепловые электрические станции**

**Направление подготовки бакалавра**

**550900 – теплоэнергетика**

**Санкт – Петербург  
2005**

Утверждено редакционно-издательским советом университета  
УДК 621.181.61 (075.8)

**Турбины ТЭС и АЭС: Методические указания к выполнению лабораторных работ.** - СПб.: СЗТУ, 2005. - 39 с.

Методические указания соответствуют государственным образовательным стандартам высшего профессионального образования по направлению подготовки дипломированного специалиста 650800 - «Теплоэнергетика» (специальность 100500 - «Тепловые электростанции») и направлению подготовки бакалавра 550900 - «Теплоэнергетика».

Методические указания к выполнению лабораторных работ предназначены для студентов специальностей «Тепловые электрические станции» и «Промышленная теплоэнергетика», изучающих дисциплины «Турбины ТЭС и АЭС», «Тепловые двигатели и нагнетатели».

В методических указаниях содержатся описания лабораторных работ, проводимых на действующем оборудовании турбинного цеха. Выполнение этих работ позволяет закрепить теоретический материал лекций, а также приобрести практические навыки по исследованию работы паровых турбин электростанций.

Рассмотрено на заседании кафедры теплотехники и теплоэнергетики 23 марта 2005 г., одобрено методической комиссией энергетического факультета 28 марта 2005 г.

Рецензенты: кафедра теплотехники и теплоэнергетики Северо-Западного государственного заочного технического университета (зав. кафедрой, **З.Ф. Каримов**, д-р техн. наук, проф.); **В.М. Боровков**, д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики С. - Петербургского государственного политехнического университета.

Составитель **Н.Т. Амосов**, канд. техн. наук, проф.

## **ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ**

В качестве учебно-производственной базы для студентов Северо-Западного государственного заочного технического университета, обучающихся по направлению 650800 - теплоэнергетика, используются действующие тепловые электрические станции (ТЭС) АО «Ленэнерго». Поэтому общие правила технической эксплуатации энергетического оборудования ТЭС, требования к технике безопасности, технике пожарной безопасности и промышленной санитарии полностью распространяются на студентов, выполняющих лабораторные и практические занятия в цехах электростанций. Обучение студентов проходит под руководством преподавателей кафедры теплотехники и теплоэнергетики, а также специалистов ТЭС.

При подготовке к занятиям студенты обязаны изучить методические указания к лабораторным работам и положения техники безопасности при эксплуатации теплоэнергетического оборудования. Преподаватель, проводящий занятия, знакомит студентов с конкретными схемами теплоэнергетических установок и их технико-экономическими показателями.

### **ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ**

#### **СТУДЕНТЫ ОБЯЗАНЫ:**

До начала лабораторных работ заполнить по образцу протокол испытаний, указать дату выполнения работы, стационарный номер турбоустановки, место проведения измерений и расположение приборов, обозначения измеряемых величин.

Ознакомиться на месте со шкалой прибора, обратив внимание на цену деления шкалы. Отсчет начинать по сигналу старшего группы или преподавателя. Запись обязательна и при неизменных показаниях приборов. У жидкостных приборов (дифференциального манометра, U-образного манометра, барометра) показания уровня ниже нуля записывать со знаком минус (-), выше нуля – со знаком плюс (+). При колебаниях уровня ртути (других жидкостей) оценить средний уровень в левом и правом коленах, после чего записать оба показания; методика отсчета по другим шкалам поясняется на месте руководителем испытаний.

После записи показаний прибора проверить их точность; неправильную запись необходимо зачеркнуть (не стирая), а правильную – записать рядом или в графе примечаний.

Во время опытов не отлучаться от рабочего места, не отвлекаться на другие занятия.

После завершения опыта протокол наблюдений подписать и сдать руководителю для проверки.

## **ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ:**

При разработке и постановке лабораторных работ учтены требования «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей» (ПТЭ), (М.: СПО ОРГРЭС, 1996), а также следующих Государственных стандартов и нормативных документов:

ГОСТ 24278 –89. Установки турбинные паровые стационарные для привода электрических генераторов ТЭС. Общие технические требования;

ГОСТ 28969-91. Турбины паровые стационарные малой мощности. Общие технические условия;

ГОСТ 25364-88. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации и общие требования к проведению измерений;

ГОСТ 28757-90. Подогреватели для системы регенерации паровых турбин ТЭС. Общие технические условия;

Сборник распорядительных документов по эксплуатации энергосистем (Теплотехническая часть). Ч.1. Разд. 3. М.: СПО ОРГРЭС, 1991.

Оперативный персонал ТЭС в соответствии с действующими инструкциями выполняет необходимые мероприятия, обеспечивающие безопасность нахождения группы студентов в зоне обслуживания турбинной установки при выполнении лабораторных работ.

Перед началом работ студент обязан изучить инструкцию по технике безопасности при работе в турбинном цехе электростанции и расписаться в соответствующем журнале, а также знать порядок работы с приборами и выполнения лабораторной работы в целом.

Работа студентов на действующей турбоустановке осуществляется под наблюдением преподавателя, ведущего занятия. При этом студенты обязаны строго выполнять все его указания.

## **СТУДЕНТАМ ЗАПРЕЩАЕТСЯ:**

- вставать на барьеры площадок, предохранительные кожухи подшипников, муфт и других деталей вращающихся механизмов, а также на трубопроводы, конструкции и перекрытия, не предназначенные для прохода по ним и не имеющих специальных ограждений;
- касаться оголенных концов кабеля и электропроводов, вращающихся частей механизмов и оборудования (насосов, электродвигателей и т.п.), незащищенных поверхностей трубопроводов и арматуры;
- находиться без разрешения преподавателя вблизи фланцевых соединений и арматуры трубопроводов, предохранительных клапанов и т.п.;
- ходить по скользким поверхностям, покрытым маслом или водой, а также находиться в местах, огражденных для ремонтных работ;
- курить в цехах.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для студентов вузов / Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова.-М.: Издательство МЭИ, 2001.
2. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: Издательство МЭИ, 2002.
3. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1993.
4. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
5. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
6. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980.
7. Оглоблин Г.А. Регенеративный подогрев питательной воды в паротурбинных установках тепловых электростанций: Учеб. пособие. - Л.: СЗПИ, 1973.

### **Работа 1. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН ТИПА ПТ**

#### **I. ЦЕЛЬ РАБОТЫ**

Изучение теплофикационной паровой турбины, ее конструктивных особенностей, технико-экономических показателей и основ эксплуатации (на примере теплофикационной турбины ПТ-25-90/10).

#### **II. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ**

В состав паротурбинной установки (ПТУ) включают: котельную установку (КУ), турбинную установку (ТУ), конденсационную установку (КНДУ), систему регенеративного подогрева питательной воды (РППВ), деаэрационно-питательную установку (ДПУ).

Работа ПТУ базируется на реализации цикла Ренкина. Эффективность цикла Ренкина можно оценить, используя термический коэффициент полезного действия  $\eta_t$ .

Теплота, подведенная к ПТУ ( $q_1$ ):

$$q_1 = h_0 - h'_k, \quad (1)$$

где  $h_0$  – энтальпия свежего пара, кДж/кг,

$h'_k$  - энтальпия конденсата в конденсаторе турбины, кДж/кг.

Потеря теплоты в конденсаторе турбины:

$$q_2 = h_{2t} - h'_k, \quad (2)$$

где  $h_{2t}$  – энтальпия пара на входе в конденсатор турбины при изоэнтропном процессе расширения пара, кДж/кг,

Термический коэффициент полезного действия определяет совершенство идеальной ПТУ и представляет собой отношение полезно использованной теплоты в ПТУ ( $q_1 - q_2$ ) к теплоте подведенной ( $q_1$ ).

Термический КПД:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_0 - h'_k) - (h_{2t} - h'_k)}{h_0 - h'_k}. \quad (3)$$

Наибольшая энергия, которую может передать поток пара внутри турбины, характеризуется полезно использованным теплоперепадом  $H_i$ . Эта энергия составляет лишь часть располагаемой (затраченной) энергии  $H_0$ . Уменьшение энергии связано с её потерями в сопловых и рабочих решётках, дисковых и вентиляционных утечек пара через уплотнение диафрагм и потерями с влажностью пара на последних ступенях.

Указанные потери оцениваются внутренним относительным КПД:

$$\eta_{0i} = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_{2t}} = \frac{H_i}{H_0}, \quad (4)$$

где  $h_2$  – энтальпия пара при входе в конденсатор турбины при действительном процессе расширения пара, кДж/кг.

или, выражая через мощность:

$$\eta_{0i} = \frac{D \cdot H_i}{D \cdot H_0} = \frac{N_i}{N_0}. \quad (5)$$

Если отнести использованную в турбине энергию к тепловой энергии, подведенной к пару в котле, то получим абсолютный КПД турбины:

$$\eta_i = \frac{H_i}{h_0 - h_{пв}} = \frac{H_i \cdot H_0}{H_0 (h_0 - h_{пв})} = \eta_t \eta_{0i}. \quad (6)$$

В формулах (1) ... (6) обозначены:

$H_0$  - энтальпия свежего (острого) пара, кДж/кг;

$h_2$  - энтальпия отработавшего пара действительного процесса расширения, кДж/кг;

$h_{2t}$  - энтальпия отработавшего пара при изоэнтропном процессе расширения, кДж/кг;

$D$  - расход свежего пара через турбину, кг/с;

$N_i$  - внутренняя мощность, кВт;

$N_o$  - располагаемая мощность, кВт;

$h_{пв}$  - энтальпия питательной воды с учетом работы сжатия питательного насоса, кДж/кг;

$\eta_t$  - термический КПД паротурбинной установки.

Эффективная мощность (действительная), развиваемая на муфте вала турбины  $N_e$ , вследствие механических потерь, меньше внутренней мощности  $N_i$  и выражается

$$N_e = \eta_m \cdot N_i, \quad (7)$$

где  $\eta_m = N_e/N_i$  - механический КПД, учитывающий потери на трение в подшипниках, приводы масляных насосов, регулирующего механизма и др.

Все потери, включая и механические, оцениваются эффективным относительным КПД:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_o} = \frac{N_i}{N_o} \cdot \eta_m = \eta_{oi} \cdot \eta_m. \quad (8)$$

Абсолютный эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{N_e}{D(h_0 - h_{пв})} = \frac{N_i}{D(h_0 - h_{пв})} \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m. \quad (9)$$

Электрическая мощность, снимаемая с клемм генератора, будет меньше, чем эффективная мощность, на величину потерь в генераторе:

$$N_g = \eta_{эг} \cdot N_e, \quad (10)$$

где  $\eta_{эг} = N_g/N_e$  - КПД электрогенератора.

Абсолютный электрический КПД представляет отношение величины эффективной мощности к количеству теплоты, подведённой в котле к теплоносителю,

$$\eta_{\text{э}} = \frac{N_e}{D \cdot (h_0 - h_{\text{пв}})} \cdot \eta_{\text{эГ}} = \eta_e \cdot \eta_{\text{эГ}} = \eta_t \cdot \eta_{\text{oi}} \eta_m \cdot \eta_{\text{эГ}}. \quad (11)$$

Абсолютный электрический КПД характеризует экономичность работы турбогенератора в целом и является одной из важнейших характеристик работы турбинных установок. Он зависит от уровня совершенства конструкции турбогенератора и термодинамического цикла установки.

Если расход пара через турбину (или ее часть), а также его начальные и конечные параметры известны, то можно определить внутреннюю, эффективную и электрическую полезные мощности турбогенератора:

$$N_i = D \cdot H_0 \cdot \eta_{\text{oi}}, \quad (12)$$

$$N_e = D \cdot H_0 \cdot \eta_{\text{oe}}, \quad (13)$$

$$N_{\text{э}} = D \cdot H_0 \cdot \eta_{\text{oe}} \cdot \eta_{\text{эГ}}. \quad (14)$$

При известной мощности турбины расход пара определяется из выражений (9), (10), (11), например,

$$D = \frac{N_i}{(H_0 \cdot \eta_{\text{oi}})}. \quad (15)$$

Турбина с двумя регулируемые отборами состоит из трех частей, представляющих как бы самостоятельные части турбины: часть высокого давления (ЧВД), часть среднего давления (ЧСД) и часть низкого давления - (ЧНД).

Полезная мощность турбины является суммой мощностей отдельных частей турбины, например, полезная внутренняя мощность.

$$N_i = N_i^{\text{чвд}} + N_i^{\text{чсд}} + N_i^{\text{чнд}}. \quad (16)$$

Для конденсационных турбин и турбин с противодавлением широкое распространение получила формула, позволяющая определить один из показателей экономичности - удельный расход пара на 1 кВт·ч:

$$d_{\text{э}} = \frac{D}{N_{\text{э}}} = \frac{D}{D \cdot H_0 \cdot \eta_{\text{oe}} \cdot \eta_{\text{эГ}}} = \frac{1}{H_0 \cdot \eta_{\text{oe}} \cdot \eta_{\text{эГ}}}. \quad (17)$$

Для оценки экономичности современных конденсационных турбинных установок пользуются также величиной удельного расхода тепла на выработанный киловатт-час на клеммах электрогенератора:

$$q = d_{\text{э}} \cdot (h_{\text{о}} - h_{\text{пв}}). \quad (18)$$

Для конденсационных турбин с одним или двумя регулируемыи отборами пара указанные выше показатели экономичности не отражают преимуществ комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. Например по смыслу абсолютного КПД турбоустановки без отборов (6) полезной энергией считается лишь выработанная электрическая мощность на клеммах генератора. Неиспользованная в турбине теплота в этом случае не учитывается, и её относят к общей потере теплоты в холодном источнике (конденсаторе). В действительности, по сравнению с чисто конденсационной установкой, комбинированная выработка электрической и тепловой энергии дает значительную экономию теплоты и топлива.

Для расчета показателей экономичности ТЭЦ обычно принимается метод разделения общего расхода теплоты, поступающей на турбоустановку (или на электростанцию в целом), на выработку тепловой и электрической энергии.

На долю внешних потребителей теплоты  $Q_{\text{вп}}$  относят теплоту, отпускаемую из отборов турбины, с учетом потерь в теплообменных аппаратах и коммуникациях на линиях от турбоустановки до теплового потребителя. На долю электрического потребителя относят всю оставшуюся теплоту (включая потери теплоты в конденсаторе)  $Q_{\text{Нэ}}$ , т.е. разность между полным расходом теплоты и теплотой, отпущенной потребителю из отборов. Для упрощения расчетов расход теплоты на регенерацию не учитывается, вследствие малого значения, по сравнению с отпущенной теплотой внешним потребителям.

Таким образом, действительный полный расход теплоты на турбоустановку

$$Q_{\text{о}} = Q_{\text{вп}} + Q_{\text{Нэ}}. \quad (19)$$

Отпуск тепловой энергии внешним потребителям:

$$Q_{\text{вп}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{т}} = \left[ D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - \varphi_{\text{п}} \cdot \bar{t}_{\text{кп}}) + D_{\text{т}} \cdot (h_{\text{т}} - \varphi_{\text{т}} \cdot \bar{t}_{\text{кт}}) \right] \cdot \frac{1}{\eta_{\text{тп}}}, \quad (20)$$

где  $Q_{\text{п}}$  и  $Q_{\text{т}}$  - расход теплоты на производственный и теплофикационный отборы, кДж/ч;

$D_{\text{п}}$  и  $D_{\text{т}}$  - расход пара на производственный и теплофикационный отборы, кг/ч;

$h_{\text{п}}$  и  $h_{\text{т}}$  - энтальпия пара производственного и теплофикационного отборов, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{кп}}$  и  $\bar{t}_{\text{кт}}$  - энтальпия конденсата, возвращаемого от потребителей, кДж/кг;

$\varphi_{\text{п}}$  и  $\varphi_{\text{т}}$  - коэффициенты возврата конденсата от потребителей соответствующих отборов;

$\eta_{\text{тп}}$  - КПД теплового потока, учитывающий потери теплоты на ТЭЦ при отпуске её потребителям (потери теплоты в теплообменных аппаратах, в коммуникациях на линиях от турбины до тепловых потребителей).

Если конденсат пара, отпускаемого на технологические нужды производства, не возвращается на ТЭЦ (например, по причине загрязнения), то  $\varphi_{\text{п}}=0$ . Если конденсат греющего пара из сетевых подогревателей (бойлеров) полностью возвращается в регенеративный цикл турбоустановки,  $\varphi_{\text{т}}=1$ .

При этих условиях уравнение (17) принимает вид

$$Q_{\text{вп}} = [D_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} + D_{\text{т}} (h_{\text{т}} - \bar{t}_{\text{кт}})] \cdot \frac{1}{\eta_{\text{тп}}}. \quad (21)$$

Расход теплоты на выработку электрической энергии

$$Q_{\text{Nэ}} = \frac{N_{\text{э}} \cdot \tau}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эг}}} + Q_{\text{к}}^{\text{пот}}, \quad (22)$$

где  $N_{\text{э}}$  - эффективная мощность, кВт;

$\tau$  - время работы, с, (можно принять  $\tau = 3600$ ).

$$N = \frac{Q_{\text{Nэ}} - Q_{\text{к}}^{\text{пот}}}{\tau} \cdot \eta \cdot \eta = \frac{Q_{\text{Nэ}}}{\tau} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эг}}, \quad (23)$$

где  $Q'_{\text{Nэ}} = Q_{\text{Nэ}} - Q_{\text{к}}^{\text{пот}}$  - действительное количество теплоты, затраченное на выработку электроэнергии, с учетом потери его в конденсаторе;

$\eta_{\text{м}}$  - механический КПД, учитывающий потери энергии трения в подшипниках турбины, в приводе масляного насоса и системе регулирования;  $\eta_{\text{м}}=0,97 \dots 0,99$  (для современных турбин);

$\eta_{\text{эг}}$  - КПД электрогенератора, учитывающий электрические и механические потери;  $\eta_{\text{эг}}=0,98 \dots 0,99$ ;

$Q_{\text{к}}^{\text{пот}}$  - потери теплоты в конденсаторе, которые могут достигать 60% от расхода, теплоты, идущей на выработку электроэнергии.

Но также на ТЭЦ производится оценка расхода топлива на выработку электроэнергии  $B_{\text{Nэ}}$  и теплоты  $B_{\text{вп}}$ .

Общий расход топлива на комбинированную выработку тепловой и электрической энергии:

$$B = B_{\text{ВП}} + B_{\text{Nэ}},$$

$$B_{\text{ВП}} = \frac{Q_{\text{ВП}}}{Q_p^{\text{H}}}, \quad B_{\text{Nэ}} = \frac{Q_{\text{Nэ}}}{Q_p^{\text{H}}}, \quad (24)$$

где  $Q_p^{\text{H}}$  - низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг.

По принятой методике тепловая экономичность ТЭЦ оценивается следующими показателями: КПД турбоустановки по производству и отпуску теплоты внешним потребителям

$$\eta_{\text{ВП}} = \frac{Q_{\text{ВП}}}{B_{\text{ВП}} \cdot Q_p^{\text{H}}}. \quad (25)$$

КПД турбоустановки по производству электроэнергии:

$$\eta_{\text{Nэ}} = \frac{Q_{\text{Nэ}}}{B_{\text{Nэ}} \cdot Q_p^{\text{H}}}. \quad (26)$$

Удельный расход условного топлива на производство и отпуск тепловой энергии:

$$b_{\text{ВП}}^y = \frac{B_{\text{ВП}}}{Q_p^{\text{H}} \eta_{\text{ВП}}} = \frac{10^6}{29330 \cdot \eta_{\text{ВП}}} \approx \frac{34,1}{\eta_{\text{ВП}}}, \quad (27)$$

где  $Q_p^{\text{H}} = 29330$  (кДж / кг) – теплотворная способность условного топлива.

$Q_{\text{ВП}}$  - тепловая энергия, вырабатываемая отборами [см. формулы (20) и (21)], кДж/ч.

удельный расход условного топлива на производство электрической энергии

$$b_{\text{Nэ}}^y = \frac{B_{\text{Nэ}}}{N_э} = \frac{B_{\text{Nэ}}}{Q_{\text{Nэ}}} = \frac{3600}{29330 \cdot \eta_{\text{Nэ}}} \approx \frac{0,123}{\eta_{\text{Nэ}}}. \quad (28)$$

Таким же образом рассчитываются удельные расходы топлива и для ТЭЦ в целом.

При оценке качества работы теплофикационных турбоустановок ТЭЦ часто пользуются величиной удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении, отнеся эту величину к количеству тепловой энергии, выработанной отборами,

$$\Theta = \frac{N_{\text{ВП}}}{Q_{\text{ВП}}}, \quad (29)$$

где  $N_{\text{ВП}}$  - электрическая мощность, вырабатываемая паром отборов, кВт;

$$N_{\text{ВП}} = \frac{10^6}{3600} \cdot [D_{\text{П}}(h_{\text{О}} - h_{\text{П}}) + D_{\text{Т}}(h_{\text{О}} - h_{\text{Т}})] \cdot \eta_{\text{ЭМ}} \quad (30)$$

где  $h_{\text{О}}$ ,  $h_{\text{П}}$ ,  $h_{\text{Т}}$  - соответственно энтальпия свежего пара на входе в турбину, энтальпия производственного и энтальпия теплофикационного отборов;

$\eta_{\text{ЭМ}}$  - электромеханический КПД турбогенератора,  $\eta_{\text{ЭМ}} = \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ЭГ}} = 0,95 \dots 0,98$ ;

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении характеризует особенности технологического процесса производства электроэнергии на тепловом потреблении.

### III. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Паровая теплофикационная турбина высокого давления типа ПТ-25-90/10 (рис. 1) с двумя регулируемыми отборами пара, производственным и теплофикационным, имеет следующие параметры: номинальная мощность  $N=25$  МВт; номинальное давление  $p_{\text{О}}=8,87$  МПа (90 атм), температура  $t=500$  °С; давление пара в конденсаторе  $p_{2\text{К}}=5,52$  кПа (0,056 атм) при температуре охлаждающей воды 20 °С; давление в регулируемых отборах: производственном  $p_{\text{П}}=0,8\dots 1,3$  МПа, теплофикационном  $p_{\text{Т}}=0,12\dots 0,25$  Мпа; частота вращения  $n=3000$  об/мин.

Допускаемые пределы колебаний начальных параметров пара, обеспечивающие возможность турбине надежно работать в соответствии с ГОСТ 3618 - 58, составляют:  $p_{\text{О}}=8,5\dots 9,5$  МПа;  $t_{\text{О}}=495 \dots 505$  °С;  $p_{\text{П}}=0,8\dots 1,3$  МПа;  $p_{\text{Т}}=0,12\dots 0,25$  МПа.

При нормальных параметрах свежего пара, номинальных расходах и давлениях отборов может быть получена длительная мощность 30 МВт. Эта мощность достигается за счет дополнительной нагрузки регулируемых отборов.

Турбина ПТ-25-90/10 - одноцилиндровая, проточная часть ее состоит из 19 ступеней.

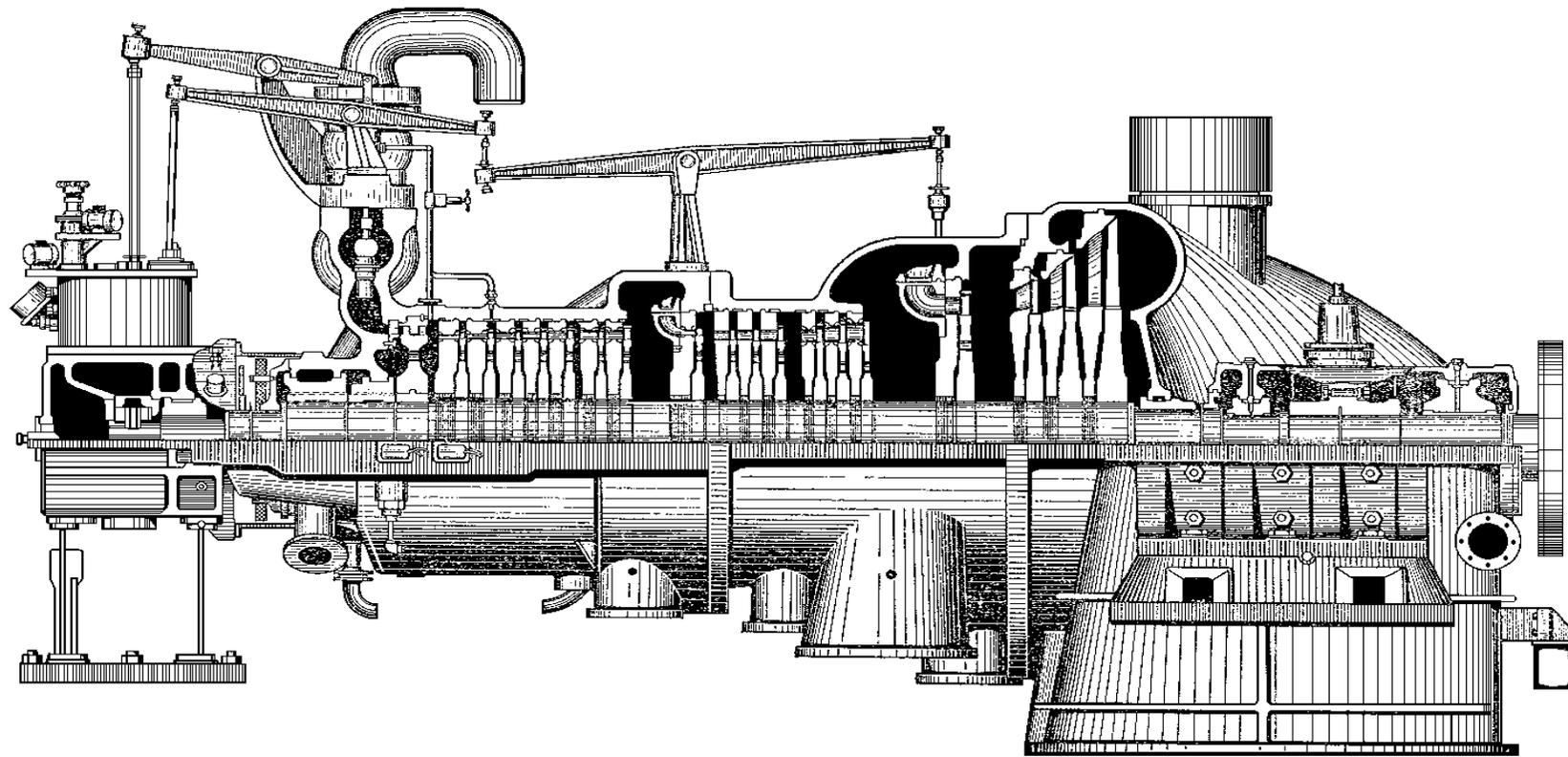


Рис. 1. Продольный разрез турбины ПТ – 25 – 90/10

Часть высокого давления (ЧВД) состоит из регулировочного колеса с двумя ступенями скорости и восемью ступеней давления. Диски ступеней изготовлены цельнокованными с валом ротора турбины.

Проточная часть среднего давления (ЧСД) состоит из одновенечной регулировочной ступени и пяти ступеней давления.

Часть низкого давления (ЧНД) включает в себя одновенечную регулировочную ступень и три ступени давления.

Все ступени ЧСД и ЧНД имеют насадные диски, связанные с валом ротора горячей посадкой и шпоночными горизонтальными соединениями. Ротор турбины лежит на двух подшипниках. Передний подшипник со стороны ЧВД - комбинированный опорно-упорный, вкладыш которого имеет сферическую наружную поверхность и обеспечивает соосность осей расточки вкладыша и вала ротора. Задний подшипник - опорный, расположен в цилиндре турбины за ЧНД, имеет цилиндрическую наружную поверхность вкладыша и в отличие от переднего подшипника - не самоустанавливающийся.

Вал ротора соединяется с валом генератора посредством полугибкой муфты.

В местах выхода вала ротора из цилиндра турбины расположены лабиринтовые уплотнения с насадными на валу втулками.

Корпус турбины состоит из трех частей: цилиндр (в котором расположена ЧВД) - стальной литой; цилиндр, в котором расположены ЧСД и ЧНД - сварной, выпускной патрубков также сварной.

При выходе из цилиндра турбины отработавший пар через выпускной патрубок подпадает в конденсатор поверхностного типа. Патрубок и конденсатор имеют сварное соединение.

Корпус турбины крепится неподвижно (т. е. имеет так называемый фикс-пункт) к фундаменту со стороны генератора, вследствие чего температурное расширение цилиндра (корпуса) турбины происходит в сторону переднего подшипника.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, расположенным в районе соединительной муфты. Назначение валоповоротного устройства - обеспечить равномерный подогрев ротора при пуске и равномерное его остывание при остановке турбогенератора. Скорость вращения ротора от валоповоротного устройства (4-5) об/мин.

Кроме того, турбина имеет промывочное устройство, допускающее промывку проточной части на ходу при нагрузке, не превышающей 20 ... 25% от номинальной.

Кроме двух регулируемых отборов пара, в турбине имеются еще три нерегулируемых отбора - после четвертой и восьмой ступеней давления ЧВД и после второй ступени ЧНД. Пар, из нерегулируемых отборов турбины, идет на подогрев питательной воды в системе регенерации турбинной установки (рис. 2).

Регулирование (парораспределение) турбины - сопловое. Пар поступает к соплам регулирующего колеса ЧВД через четыре регулирующих клапана и от них к двум сегментам сопел для обеспечения парциального подвода пара к ре-

гулирующей ступени.

Четыре группы сопел ЧСД и две ЧНД распределяют пар с помощью поворотных диафрагм разгруженного типа. Диафрагмы заменяют регулирующие клапаны указанных частей турбины (см. рис. 1).

Общий вес турбины около 140 т.

Турбина может работать при различных режимах в зависимости от количества включенных регулируемых отборов и от электрической нагрузки.

В таблице приводятся показатели, дающие возможность оценить характерные режимы работы турбоустановки. Из нее, в частности, видно, что при полной мощности в 25 МВт и работе турбины без регулируемых отборов температура подогрева питательной воды всегда 185°C.

Мощность на клеммах генератора, кВт	Количество отбираемого пара, т/ч, при давлении		КПД генератора, %	Удельный расход пара, кг/кВт·ч	Температура питательной воды за последним подогревателем, °С
	0,98 Мпа (10 кг/см <sup>2</sup> )	0,11 Мпа (1,2 кг/см <sup>2</sup> )			
25000	72	54	98,2	6,66	203
25000	130	0	92,8	7,38	206
25000	0	100	98,2	5,60	199
25000	0	0	98,2	4,15	185
20000	50	40	98,2	6,49	194
17000	40	40	98,1	6,78	188

При той же мощности и максимальном отборе пара на производство (130 т/ч), но при отсутствии теплофикационного отбора пара, удельный расход пара на турбину имеет максимальное значение - 7,38 кг/кВт·ч. При этом температура питательной воды также достигает наибольшего значения - 206 °С. Остальные режимы являются промежуточными.

Минимальный удельный расход пара, (4,15 кг/кВт·ч), достигается при работе без регулируемых отборов на полную мощность. При работе турбины на полную мощность (25 МВт) и с включенным только производственным отбором (130 т/ч) режим соответствует наибольшей тепловой нагрузке и удельному расходу пара.

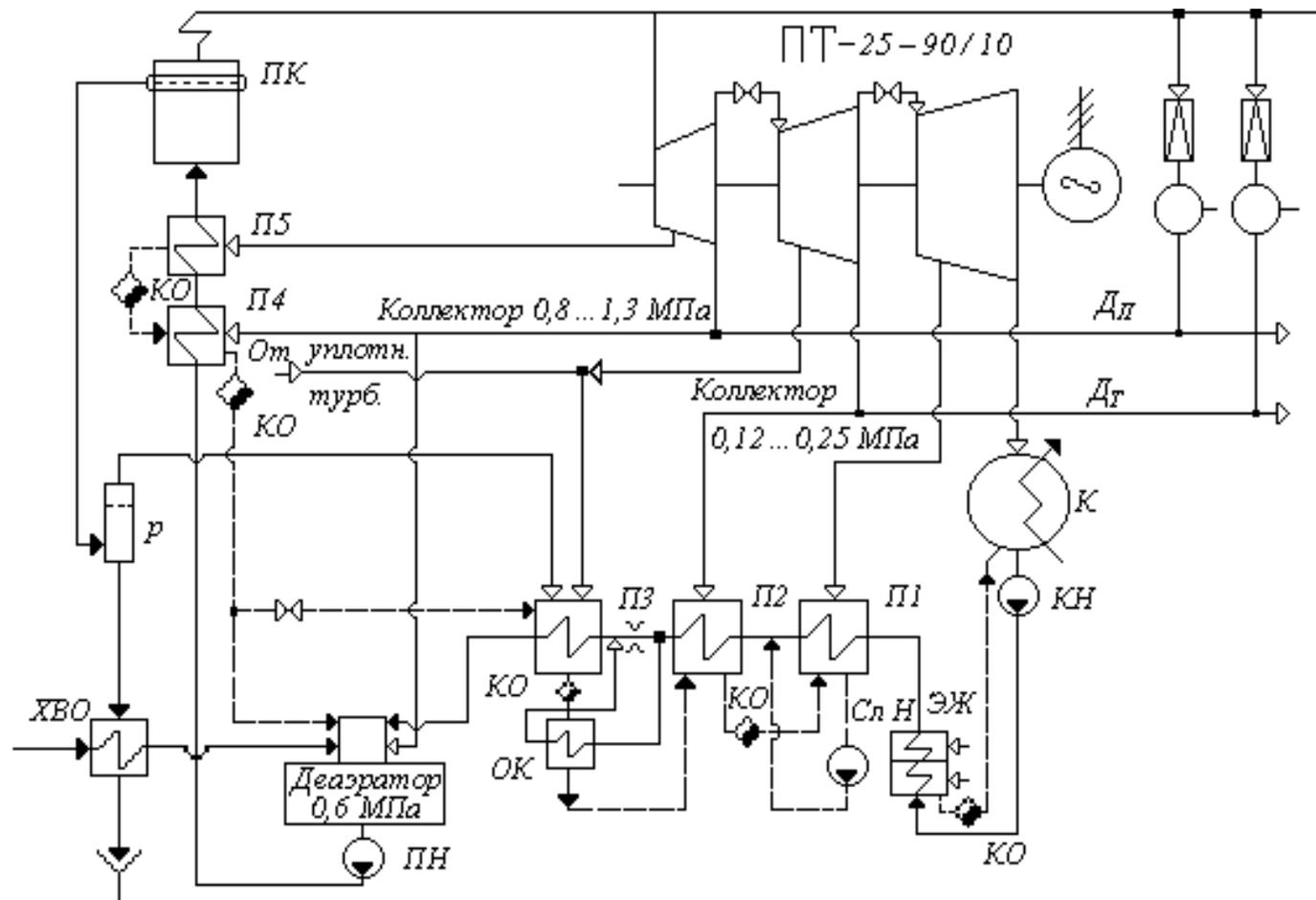


Рис. 2. Система регенеративного подогрева питательной воды турбины ПТ – 25 – 90/10

## IV. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, студенты должны самостоятельно изучить конструкцию турбоагрегата (см. рис. 1) и особенности его работы. Участники эксперимента знакомятся с приборами на тепловом щите, изучают рабочий процесс управления турбоагрегатом и условия сохранения постоянными его номинальных параметров.

Завершающим этапом работы является изучение основных экономических показателей турбоагрегата.

## V. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Краткое описание режима работы турбоагрегата.
2. Анализ экономичности работы турбоагрегата.
3. Ответы на вопросы для самопроверки.

### Вопросы для самопроверки

1. Перечислите основные детали корпуса и ротора турбины.
2. Чем конструктивно отличаются ротор ЧВД и ротор ЧНД?
3. Дайте определение гибкого и жесткого вала паровой турбины.
4. Чем конструктивно различаются передний и задний подшипники турбины ПТ-25-90/10?
5. Поясните назначение фикспункта.
6. Какое регулирование применено на изучаемой турбине?
7. В чем заключаются особенности пуска турбины из горячего состояния по сравнению с пуском турбины из холодного состояния?
8. Поясните назначение валоповоротного устройства.
9. Каков порядок остановки турбины и обслуживающих ее механизмов?
10. Для чего применяется промывка проточной части турбины и как она осуществляется?

## Работа 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА НА РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ ТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ ТИПА ПТ\*

### I. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение схемы регенеративного подогрева питательной воды и конструкции подогревателя.

---

\*Полученные данные по расходу пара используются в работах 3,4,5 для тепловых балансов ЧВД, ЧСД и ЧНД и определения их КПД.

Расчет величины недогрева конденсата или питательной воды до температуры насыщения в подогревателях поверхностного типа.

## II. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Использование теплоты пара, частично отработавшего в турбине, для подогрева питательной воды называется регенерацией теплоты. Обычно эта часть теплоты теряется в конденсаторе. Процесс такого нагрева называется регенеративным подогревом.

Регенеративный подогрев питательной воды можно рассматривать как процесс комбинированной выработки электроэнергии с внутренним потреблением теплоты пара, отбираемого из промежуточных ступеней турбины на подогрев воды в подогревателях.

Наибольшее распространение получили регенеративные подогреватели поверхностного типа. Однако в последнее время для крупных теплоэнергетических установок начали применять подогреватели низкого давления (ПНД) смешивающего типа, работающих на отборном паре ниже атмосферного давления.

Основными эксплуатационными и экономическими показателями работы поверхностных подогревателей является величина недогрева конденсата или питательной воды до температуры насыщения и коэффициент полезного действия.

Величина недогрева выражается зависимостью

$$\Delta t = t_{\text{нас}} - t_{\text{к2}}, \quad (31)$$

где  $t_{\text{нас}}$  - температура насыщения греющего пара при данном давлении в подогревателе;

$t_{\text{к2}}$  - температура конденсата (питательной воды) на выходе из подогревателя.

Величина недогрева воды в подогревателе характеризует совершенство конструкции подогревателя и условия его эксплуатации. В подогревателях смешивающего типа и в деаэраторе величина недогрева  $\Delta t = 0$ . Чем меньше  $\Delta t$ , тем меньше расход греющего пара, тем выше КПД подогревателя (турбинной установки).

КПД подогревателя определяется выражением

$$\eta = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{пол}}}, \quad (32)$$

где  $Q_{\text{к}}$  - полезно использованная теплота в подогревателе;

$Q_{\text{пол}}$  - полное количество теплоты, подведенное с греющим паром к подогревателю.

### III. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Регенеративный подогреватель поверхностного типа распространенной конструкции (рис. 3) состоит из корпуса 1, водяной камеры 4 с перегородкой для разделения потоков воды, трубной доски 5, в которой развальцованы U-образные трубки 7. Вода поступает в правый отсек водяной камеры через входной патрубок 6, движется по трубному пучку вниз, а затем вверх, в левый отсек камеры, откуда проходит в сливной патрубок 3. Поток греющего пара по патрубку 2 поступает в пространство между трубами, омывает их поверхности и направляется с помощью сегментных поперечных перегородок 8 в нижнюю часть корпуса, а конденсат греющего пара выходит через патрубок 10 в систему регенерации. Патрубок 9 служит для отвода воздуха, попадающего с присосами в подогреватель.

Конструкция U-образных трубок позволяет устранить тепловые деформации в трубном пучке - трубки могут свободно удлиняться.

Принципиальная схема смешивающего теплообменника-деаэратора представлена на рис. 4. Схема содержит следующие элементы: 1 - удаление воздуха, 2 - удаление паровоздушной смеси, 3 - охладитель паровоздушной смеси, 4 - отвод конденсата «выпара», 5 - подвод греющего пара, 6 - отвод деаэрированной воды, 7 - насос, 8 - регулятор уровня воды, 9 - подвод воды. Обычно его изготовляют в виде вертикальной цилиндрической колонки, внутри которой размещают по высоте несколько рядов сит (тарелок с небольшими круглыми отверстиями в днище). Вода 9 струями падает сверху вниз через отверстия в сите, а навстречу ей снизу движется поток греющего пара 5. Смешивающий подогреватель, выполняющий роль деаэратора, устанавливается на горизонтальном цилиндрическом баке, выполняющем роль сборника всех потоков горячей воды и конденсата.

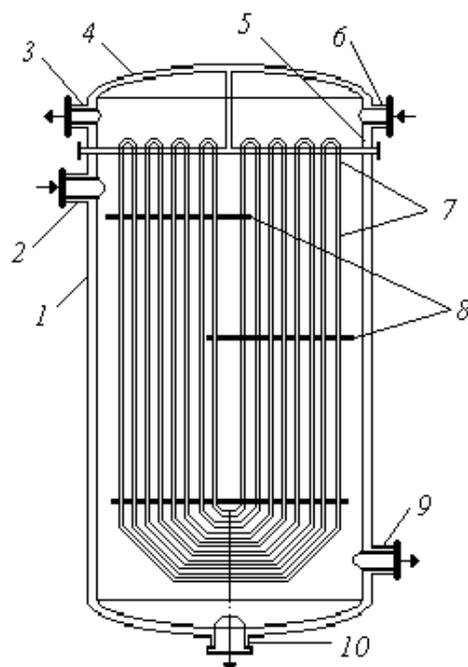


Рис. 3. Регенеративный подогреватель поверхностного типа

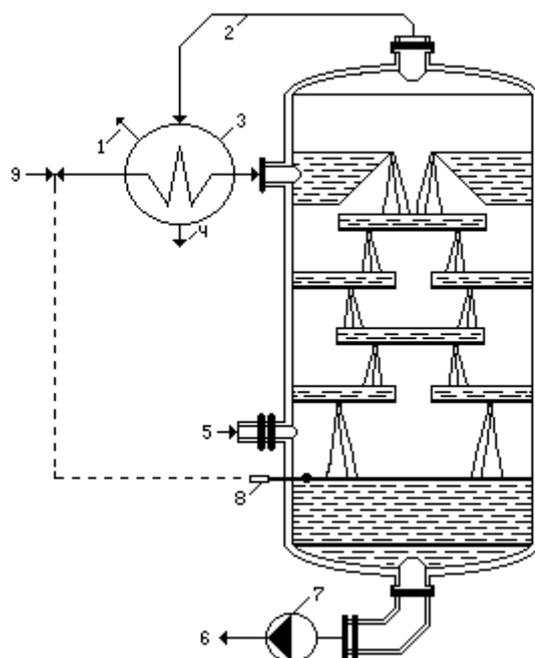


Рис. 4. Регенеративный подогреватель смешивающего типа

*Регенеративная схема установки турбины типа ПТ*

На рис. 5 представлена тепловая схема регенеративного подогрева питательной воды турбинной установки ПТ-25-90/10. Обозначения, принятые в схеме, используются при составлении отчета в формах 1, 2, 3:

$D_1$  - расход пара на входе в турбину;

$D_1^{ЧСД}$  - расход пара на входе в ЧСД;

$D_2^{ЧСД}$  - расход пара на выходе из ЧСД;

I - первый нерегулируемый отбор;

II - второй регулируемый промышленный отбор;

III - третий нерегулируемый отбор;

IV - четвертый регулируемый теплофикационный отбор;

V - пятый нерегулируемый отбор;

$D_{п}$  - расход пара на производство;

$D_{т}$  - расход пара на сетевой подогреватель;

П1 - регенеративный подогреватель низкого давления;

$p^I, p^{II}, p^{III}, p^{IV}, p^V$  - давление пара в соответствующих камерах отборов;

П5 – регенеративный подогреватель высокого давления;

П4 – регенеративный подогреватель высокого давления;

П3 – регенеративный подогреватель низкого давления;

П2 - регенеративный подогреватель низкого давления;

П1 – регенеративный подогреватель низкого давления;

$p_{п}^I, p_{п}^{II}, p_{п}^{III}, p_{п}^{IV}, p_{п}^V$  - давление пара в соответствующих регенеративных подогревателях;

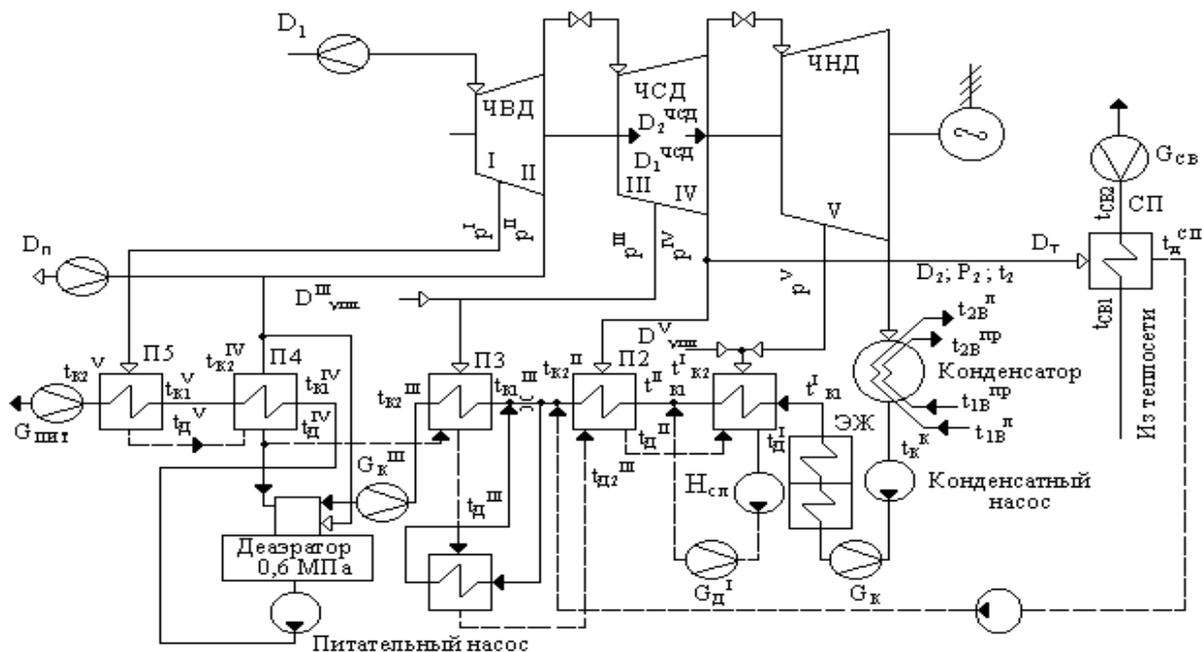


Рис. 5. Тепловая схема регенеративной установки турбины ПТ – 25 – 90/10

$t_{k2}^V, t_{k2}^{IV}, t_{k2}^{III}, t_{k2}^{II}, t_{k2}^I$  - температура конденсата (питательной воды) на выходе из подогревателей;

$t_d^V, t_d^{IV}, t_d^{III}, t_d^{II}, t_d^{сп}$  - температура конденсата греющего пара (дренажа) на выходе из подогревателей (или на входе в предыдущий подогреватель);

$G_k$  - расход основного конденсата после конденсатора (на входе в П1);

$G_d^I$  - расход дренажа после П1 (за сливным насосом  $H_{сл}$ );

$G_k^{III}$  - расход основного конденсата после П3;

$G_{пит}$  - расход питательной воды;

$D_{упл}^{III}$  - расход пара, отсасываемого из передних уплотнений турбины в третий отбор;

$D_{упл}^V$  - расход пара, отсасываемого из передних уплотнений турбины в третий отбор;

$D_2, p_2, t_2$  - соответственно расход, давление и температура пара на выходе из турбины;

$t_k^k$  - температура конденсата после конденсатора;

$t_{1B}^{пр}, t_{1B}^л$  - температура охлаждающей воды на входе в конденсатор справа и слева;

$t_{2B}^{пр}, t_{2B}^л$  - температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора справа и слева;

$D^{п2}, D^{п3}, D^{п4}, D^{п5}$  - расход пара на соответствующие подогреватели;

$t_{св1}, t_{св2}$  - температура сетевой воды (теплосети) соответственно на входе и выходе из сетевого подогревателя СП;

$G_{св}$  - расход сетевой воды через СП;

ЭЖ - охладители эжекторов.

#### IV. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с техническими характеристиками регенеративных подогревателей и приборами в соответствии со схемой регенерации (рис. 5).
2. Произвести измерение параметров и занести показания приборов в протокол наблюдений (форма 1). Запись показаний производится одновременно по сигналу руководителя.
3. Выполнить расчет регенеративной установки (форма 2).

Форма 1

#### Протокол наблюдений при испытаниях турбины .....ТЭЦ.....

№ п/п	Параметры	Результаты измерений
1	Барометрическое давление $p_6$ , кПа (мм. рт. ст.)	
2	Расход свежего пара $D_1$ , кг/с (т/ч)	
3	Расход пара из промышленного отбора $D_{п}$ , кг/с (т/ч)	
4	Расход конденсата на выходе из конденсатора $G_k$ , кг/с (т/ч)	
5	Расход питательной воды $G_{пит}$ , кг/с (т/ч)	
6	Давление пара в П5 $p_{п}^I$ , МПа (атм)	
7	Давление пара в П4 $p_{п}^{II}$ , МПа (атм)	
8	Давление пара в СП $p_{п}^{IV}$ , МПа (атм)	
9	Расход сетевой воды через СП $G_{св}$ , кг/с (т/ч)	
10	Температура сетевой воды до СП $t_{св1}$ , °С	
11	Температура сетевой воды за СП $t_{св2}$ , °С	
12	Температура питательной воды за П5 $t_{к2}^V$ , °С	

#### V. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Данные о техническом состоянии оборудования регенеративного подогрева питательной воды, об условиях и режиме работы турбины во время испытания.
2. Тепловая схема установки с указанием расположения измерительных приборов.
3. Протокол наблюдений (форма 1).
4. Таблица расчета регенеративной установки (форма 2).
5. Анализ показателей экономичности работы установки и отдельных подогревателей путем сравнения с заводскими или другими данными (по указанию руководителя).

## Расчет системы регенеративного подогрева питательной воды

№ п/п	Параметры	Расчетная формула или способ определения	Расчет	Численное значение
1	Расход свежего пара на турбину $D_1$ , кг/с (т/ч)	По показаниям расходомера		
2	Расход пара из промышленного отбора на производство $D_{\text{п}}$ , кг/с (т/ч)	По показаниям расходомера		
3	Расход пара в конденсатор $D_2$ , кг/с (т/ч)	По расходу конденсата из конденсатора (по показаниям расходомера за конденсатными насосами)		
4	Расход пара на сетевые подогреватели $D_{\text{т}}$ , кг/с (т/ч)  Порядок определения: - расход сетевой воды $G_{\text{св}}$ , кг/с (т/ч) - температура сетевой воды до и за сетевым подогревателем СП $t_{\text{св1}}$ , $t_{\text{св2}}$ , °С - энтальпия насыщенного пара и конденсата в паровом объеме СП $h_{\text{нас}}^{\text{IV}}$ , $h_{\text{д}}^{\text{сп}}$ , кДж/кг - КПД сетевого подогревателя $\eta$	$D_{\text{т}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot c \cdot (t_{\text{св2}} - t_{\text{св1}})}{(h_{\text{нас}}^{\text{IV}} - h_{\text{д}}^{\text{сп}}) \cdot \eta}$ по показаниям расходомера по показаниям местных термометров  по таблицам [6] при $P_{\text{п}}^{\text{IV}}$ [6]  принимается $\eta=0,99$		
5	Расход пара на регенеративные подогреватели $D_{\text{р}}$ , кг/с (т/ч)	$D_{\text{р}} = D_1 - (D_{\text{п}} + D_{\text{т}} + D_2)$		
6	Температура питательной воды за П5 $t_{\text{к2}}^{\text{V}}$ , °С	По показаниям приборов		
7	Энтальпия насыщенного пара в корпусе П5 $h_{\text{нас}}^{\text{V}}$ , кДж/кг	По таблицам водяного пара [6] при $P_{\text{п}}^{\text{I}}$		
8	Температура насыщения греющего пара $t_{\text{нас}}^{\text{V}}$ , °С	По таблицам водяного пара [6] при $P_{\text{п}}^{\text{I}}$		

№ п/п	Параметры	Расчетная формула или способ определения	Расчет	Численное значение
9	Величина недогрева питательной воды в П5 $\Delta t$ , °C	$\Delta t = t_{\text{нас}}^V - t_{\text{к2}}^V$		
10	Температура питательной воды на входе в П5 $t_{\text{к1}}^V$ Порядок определения: - температура насыщения греющего пара в корпусе П4 $t_{\text{нас}}^{\text{IV}}$ , °C - величина недогрева в П4 $\Delta t$ , °C	$t_{\text{к1}}^V = t_{\text{нас}}^{\text{IV}} - \Delta t$  по таблицам [6] при давлении $p_{\text{п}}^{\text{II}}$  принимается равной, $\Delta t_{\text{п5}}$ , см.п.9		
11	Энтальпия питательной воды на входе в П5 $h_{\text{к1}}^V$ , кДж/кг	По таблицам [6]		
12	Энтальпия питательной воды на выходе в П5 $h_{\text{к2}}^V$ , кДж/кг	По таблицам [6]		
13	Расход питательной воды через П5 $G_{\text{пит}}$ , кг/с (т/ч)	По показаниям приборов		
14	Количество теплоты, передаваемое питательной воде $Q_{\text{к}}$ , кДж/ч	$Q_{\text{к}} = G_{\text{пит}} (h_{\text{к2}}^V - h_{\text{к1}}^V) \cdot 3600$		
15	Потери теплоты от наружного охлаждения подогревателя и трубопроводов $\Delta Q_{\text{п}}$ , кДж/ч	При удовлетворительной тепловой изоляции принимается $\Delta Q_{\text{п}} = (0,03 - 0,04) \cdot Q_{\text{к}}$		
16	Полное количество сообщенной теплоты $Q_{\text{пол}}$ , кДж/ч	$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{к}} + \Delta Q_{\text{п}}$		
17	Энтальпия конденсата (дренажа) греющего пара $h_{\text{д}}^V$ , кДж/кг	По таблицам [6] при $p_{\text{п}}^V$ за вычетом величины переохлаждения конденсата 15 °C		
18	Расход пара на П5 $D^{\text{п5}}$ , кг/с (т/ч)	$D^{\text{п5}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_{\text{нас}}^V - h_{\text{д}}^V}$		

### Работа 3. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЧАСТИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ТИПА ПТ-25-90/10 (учебно-исследовательская)\*

#### I. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение технико-экономических характеристик проточной части высокого давления (ЧВД): внутреннего относительного КПД, удельного расхода пара и теплоты; построение основных зависимостей:  $N_1^{\text{ЧВД}} = f(D)$  - внутренней мощности ЧВД от расхода пара;  $D_2^{\text{ЧВД}} = f(D_1)$  - расхода пара на выходе из ЧВД от расхода пара на входе в проточную часть высокого давления.

По указанию преподавателя может быть построена зависимость изменения температуры пара от его расхода на входе в ЧВД  $t_2^{\text{ЧВД}} = f(D_1)$  - и др.

#### II. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Ознакомиться с лабораторной установкой (турбоагрегатом) и размещением приборов.

Все измерения проводятся по штатным эксплуатационным приборам с классом точности 1...2,5 и записываются в протокол наблюдений (форма 3)\*\*. Запись всех величин рекомендуется производить одновременно по сигналу преподавателя.

После окончания испытания студенты сдают на проверку руководителю записи с обязательным указанием своей фамилии, даты и времени опыта.

Полученные значения параметров используются для графического построения процесса расширения пара в ЧВД (аналогично для ЧСД и ЧНД). Процесс расширения пара в регулирующей ступени на  $h, s$ -диаграмме строится путем соединения точки с параметрами пара в камере первого отбора ( $p^I, t^I$ ) с точкой начала процесса расширения в ЧВД ( $p^{\text{ЧВД}}, t_1^{\text{ЧВД}}$ ) (рис. 6), что вызвано отсутствием возможности измерить температуру пара за регулирующей ступенью штатными приборами. Энтальпия пара для параметров, входящих в расчетную таблицу ЧВД (аналогично для ЧСД и ЧНД), определяется по  $h, s$ -диаграмме или же по таблицам водяного пара [6].

---

\* В связи с ограниченным временем учебных занятий, сложностью и трудоемкостью теплотехнического испытания паровой турбины с двумя регулируемыми отборами пара предусматривается проводить учебно-исследовательскую работу отдельными этапами - самостоятельные испытания ЧВД, ЧСД, ЧНД.

Работы 3, 4, 5 по исследованию проточных частей турбины в условиях действующей электростанции выполняются по одной и той же методике испытания в соответствии с тепловой испытательной схемой турбины (см. рис. 5).

По указанию руководителя студенты распределяются на три группы. Каждая группа исследует свой участок турбины. Затем подводятся итоги обработки по трем лабораторным испытаниям отдельных частей турбины - ЧВД, ЧСД, ЧНД, и каждый студент оценивает экономические показатели всей турбины в целом.

\*\* Протокол наблюдений должен содержать результаты измерения необходимых величин ЧВД, ЧСД и ЧНД.

Протокол наблюдений при испытании Турбины ..... ТЭЦ .....

№ п/п	Параметры	Значения в опытах					Предел допускаемых погрешностей прибора	Примечания
		1	2	3	4	5		
1	Электрическая нагрузка $N_э$ , МВт							
2	Расход свежего пара $D_1$ , т/ч							
3	Давление пара: - перед автоматическим стопорным клапаном $p_1^{ст\ кл}$ , МПа - после стопорного клапана $p_2^{ст\ кл}$ , МПа							
4	Давление пара: - после регулирующего клапана $1p_1^{кл}$ , МПа - после клапана $2p_2^{кл}$ , МПа - после клапана $3p_3^{кл}$ , МПа - после клапана $4p_4^{кл}$ , МПа - в камере регулирующей ступени $p^{р\ ст}$ , МПа							
5	Давление пара в камерах отбора: - $I p^I$ , МПа - $II p^{II}$ , МПа - $III p^{III}$ , МПа - $IV p^{IV}$ , МПа - $V p^V$ , МПа - на выходе турбины $p_2$ , мм рт. ст							
6	Температура свежего пара $t_1$ , °С: - в отборе $I t^I$ , °С - в отборе $II t^{II}$ , °С - в отборе $III t^{III}$ , °С - в отборе $IV t^{IV}$ , °С - в отборе $V t^V$ , °С - на выхлопе турбины $t_2$ , °С							
7	Температура конденсата на выходе из конденсатора $t_k^к$ , °С							
8	Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}$ , °С							
9	Температура охлаждающей воды на выходе: - слева $t_{2в}^л$ , °С справа $t_{2в}^{сп}$ , °С							

Расчеты теплотехнических характеристик ЧВД рекомендуется выполнить по форме 4. Полученная таблица дает возможность определить внутреннюю мощность ЧВД, расход пара через проточную часть и построить необходимые характеристики.

На рис. 7 приведены характеристики, построенные при  $p_1=8,8$  МПа (90 атм),  $t_1=500^\circ\text{C}$ ,  $p_2=1,27$  МПа (13 атм),  $G_{\text{пит}}=D_1$ ,  $D_1^{\text{ЧВД}}=D_1-1,4\text{м}/4$ .

При построении характеристик рекомендуется:

- по возможности строить все графики по обеим осям координат;
- не принимать очень большие масштабы, не следует также выбирать цену делений шкалы, не делящуюся на 2 или 5;
- все графические работы выполнять на миллиметровке, соответствующей формату бумаги А4;
- при вычерчивании на одном поле нескольких графиков их следует выполнять линиями разной толщины или же цветными карандашами, чернилами;
- выпадающие из графика точки должны быть объяснены, т. е. следует указать причины их разброса (например, за счет случайных ошибок первичных записей, по причине закономерного колебания параметров при данных режимах и т. д.).

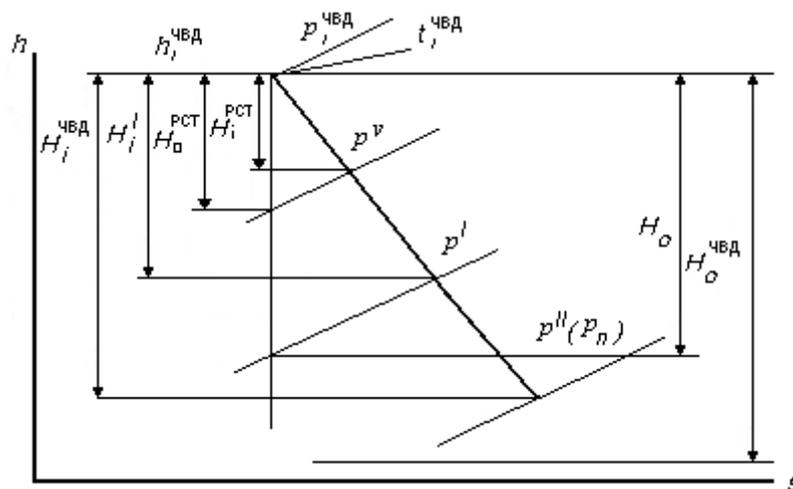


Рис.6. Процесс расширения пара в ЧВД в  $h, s$  - диаграмме

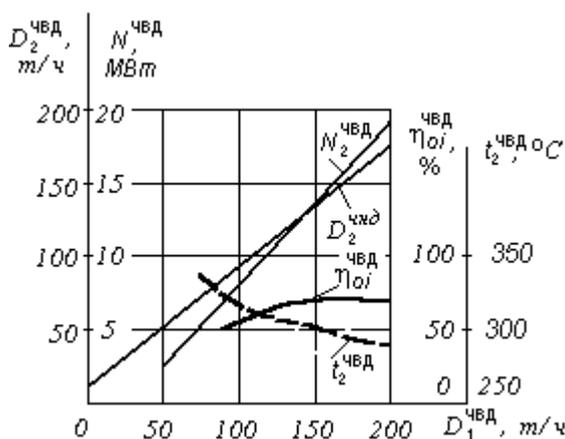


Рис. 7. Характеристики проточной части ЧВД

### **III. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА**

1. Тепловая испытательная схема турбины (рис. 5).
2. Данные об условиях и режиме работы установки во время опытов.
3. Данные об измерительных приборах.
4. Протокол наблюдений для ЧВД, ЧСД, ЧНД (форма 3).
5. Таблица расчета ЧВД (форма 4).
6. Графическое изображение процесса расширения пара в ЧВД (рис. 6) и характеристик ЧВД (рис. 7).
7. Анализ полученных характеристик ЧВД путем сравнения их с эксплуатационными показателями или с проектными данными.

**Расчет тепловых характеристик проточной части высокого давления (ЧВД) турбины типа ПТ-25-90/10**

№ п/п	Параметр	Значения в опытах					Расчетная формула или способ определения	Расчет	Численные значения
		1	2	3	4	5			
1	Расход свежего пара $D_1$ , т/ч						Из формы 3		
2	Расход пара на входе в ЧВД $D_1^{чвд}$ , т/ч						$D_1^{чвд} = D_1 - (D_{упл}^п + D_{упл} + D)$		
3	Расход пара на выходе из ЧВД $D_2^{чвд}$ , т/ч						$D_2^{чвд} = D_1^{чвд} - (D^I + D_{упл}^v)$ $D^I = D^{п5}$ ( $D^{п5}$ из работы № 2)		
4	Использованный теплоперепад регулирующей ступени $H_i^{p.ст.}$ , кДж/кг						$H_i^{p.ст.} = h_1^{чвд} - h_2^{p.ст.}$		
5	Располагаемый (адиабатический) теплоперепад регулирующей ступени $H_o^{p.ст.}$ ,						По h, s-диаграмме		
6	Внутренний относительный КПД регулирующей ступени $\eta_{oi}^{p.ст.}$ , кДж/кг						$\eta_{oi}^{p.ст.} = \frac{H_i^{p.ст.}}{H_o^{p.ст.}} \cdot 100$		
7	Использованный теплоперепад части ступеней ЧВД до I отбора $H_i^I$ , кДж/кг						$H_i^I = h_1^{чвд} - h^I$		
8	Мощность потока пара до I отбора $N_i^{II}$ , кВт						$N_i^{II} = \frac{(D_1^{чвд} \cdot H_i^I)}{3,6}$		
9	Использованный теплоперепад части ступеней до II отбора $H_i^{II}$ , кДж/кг						$H_i^{II} = h^I - h^{II}$		
10	Мощность потока пара до II отбора $N_i^{II}$ , кВт						$N_i^{II} = \frac{(D_2^{чвд} \cdot h_i^{II})}{3,6}$		

№ п/п	Параметр	Значения в опытах					Расчетная формула или способ определения	Расчет	Численные значения
		1	2	3	4	5			
11	Использованный теплоперепад ЧВД $H_i^{\text{ЧВД}}$ , кДж/кг						$H_i^{\text{ЧВД}} h_1^{\text{ЧВД}} - h^{\text{II}}$		
12	Располагаемый (адиабатический) теплоперепад ЧВД $H_o^{\text{ЧВД}}$ , кДж/кг						По h, s-диаграмме		
13	Внутренний относительный КПД проточной части ЧВД $\eta_{oi}^{\text{ЧВД}}$ , %						$\eta_{oi}^{\text{ЧВД}} = \left( \frac{H_i^{\text{ЧВД}}}{H_o^{\text{ЧВД}}} \right) \cdot 100$		
14	Внутренняя мощность ЧВД $N_i^{\text{ЧВД}}$ , кВт						$N_i^{\text{ЧВД}} = N_i^{\text{I}} + N_i^{\text{II}}$		

## Работа 4. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЧАСТИ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ТИПА ПТ-25-90/10

### I. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение технико-экономических характеристик проточной части среднего давления (ЧСД): внутреннего относительного КПД, удельных расходов пара и теплоты; построение основных зависимостей:  $N_i^{\text{чсд}} = f(D_1^{\text{чсд}})$  - внутренней мощности ЧСД от расхода пара;  $D_2^{\text{чсд}} = f(D_1^{\text{чсд}})$  - расхода пара на выходе из ЧСД от расхода пара на входе в проточную часть среднего давления. По указанию преподавателя может быть построена зависимость – изменения температуры пара от его расхода на входе в ЧСД  $t_2^{\text{чсд}} = f(D_1^{\text{чсд}})$ .

### II. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Все измерения параметров производятся на проточной части среднего давления (ЧСД) в соответствии с тепловой испытательной схемой по такой же методике, как и для ЧВД (см. работу 3).

Данные протокола наблюдений используются для расчёта теплотехнических характеристик проточной части среднего давления (форма 5) по такой же методике и с учетом рекомендаций, изложенных в работе 3.

Результаты измерений из протокола наблюдений для ЧВД используются при построении процесса расширения пара в проточной части среднего давления (рис.8).

В результате расчета получают данные для построения характеристик. На рис. 9 в качестве примера приведены характеристики ЧСД для условий:  $t_1^{\text{чсд}} = 300^\circ \text{C}$ ;  $p_1^{\text{чсд}} = 1,3 \text{ МПа}$ ,  $p_2^{\text{чсд}} = 0,12 \text{ МПа}$ .

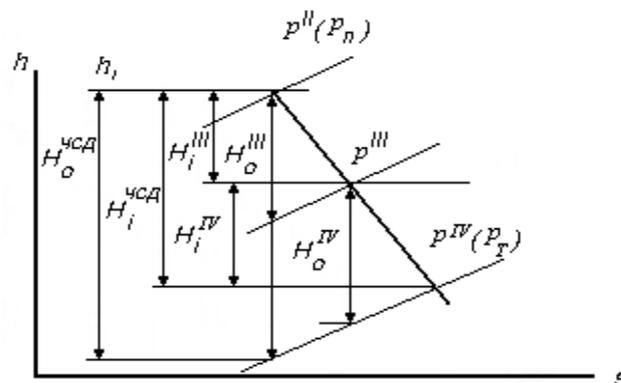


Рис 8. Процесс расширения пара в ЧСД в  $h, s$  – диаграмме

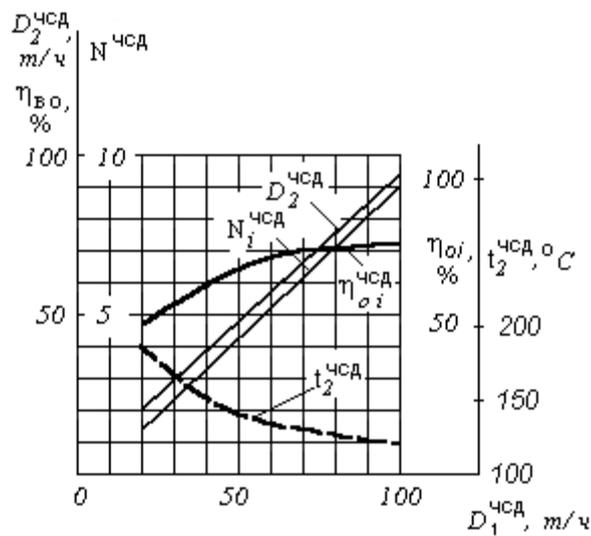


Рис. 9. Характеристики проточной части ЧСД

### III. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Данные об условиях и режиме работы установки во время опытов и тепловая испытательная схема турбины (см. рис. 5).
2. Данные об измерительных приборах.
3. Протокол наблюдений для ЧСД (форма 3).
4. Таблица расчетов ЧСД (форма 5).
5. Графическое изображение процесса расширения пара (см. рис.8) и характеристик проточной части ЧСД (см. рис. 9).
6. Анализ полученных характеристик ЧСД путем сравнения их с эксплуатационными показателями или с проектными данными.

**Расчет тепловых характеристик проточной части среднего давления (ЧСД) турбины типа ПТ-25-90/10**

№ п/п	Параметр	Значения в опытах					Способ определения	Расчет	Численное значение
		1	2	3	4	5			
1	Расход пара на входе в ЧСД $D_1^{чсд}$ , т/ч						$D_1^{чсд} = D_2^{чсд} - (D_{п} + D^{п4})^*$		
2	Расход пара на выходе из ЧСД $D_2^{чсд}$ , т/ч						$D_2^{чсд} = D_1^{чсд} - D^{III}$ , здесь $D^{III} = (D^{п3} - D_{упл}^{III})^*$ здесь $D_{п}$ – из работы №2		
3	Использованный теплоперепад части ступени до III отбора $H_i^{III}$ , кДж/кг						$H_i^{III} = h^{II} - h^{III}$		
4	Располагаемый (адиабатический) теплоперепад ступеней до III отбора $H_o^{III}$ , кДж/кг						По h, s – диаграмме (см. рис.8)		
5	Мощность потока пара до III отбора $N_i^{III}$ , кВт						$N_i^{III} = \frac{D_1^{чсд} \cdot h_i^{III}}{3,6}$		
6	Использованный теплоперепад части ступеней до IV отбора $H_i^{IV}$ , кДж/кг						$H_i^{IV} = h^{III} - h^{IV}$		
7	Располагаемый теплоперепад части ступеней до IV отбора $H_o^{IV}$ , кДж/кг						По h, s – диаграмме (см. рис. 8)		
8	Мощность потока пара до IV отбора $N_i^{IV}$ , кВт						$N_i^{IV} = \frac{D_2^{чсд} \cdot h_i^{IV}}{3,6}$		

\*Расчет расхода пара на регенеративные подогреватели приводится в [7]; [4], с. 203...215. Расход питательной воды и расход пара в конденсатор принять из лабораторной работы №2.

окончание формы 5

№ п/п	Параметр	Значения в опытах					Способ определения	Расчет	Численное значение
		1	2	3	4	5			
9	Использованный теплоперепад ЧСД $N_i^{\text{чсд}}$ , кДж/кг						$N_i^{\text{чсд}} = h^{\text{II}} - h^{\text{IV}}$		
10	Располагаемый теплоперепад ЧСД $N_o^{\text{чсд}}$ , кДж/кг						По h, s – диаграмме (см. рис. 8)		
11	Внутренний относительный КПД про- точной части ЧСД $\eta_i^{\text{чсд}}$ , %						$\eta_i^{\text{чсд}} = \frac{h_i^{\text{чсд}}}{h_o^{\text{чсд}}} \cdot 100$		
12	Внутренняя мощность ЧСД $N_i^{\text{чсд}}$ , кВт						$N_i^{\text{чсд}} = N_i^{\text{III}} + N_i^{\text{IV}}$		

## Работа 5. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЧАСТИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ТИПА ПТ-25-90/10

### I. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Определение технико-экономических характеристик проточной части низкого давления (ЧНД): внутреннего относительного КПД, удельных расходов пара и теплоты. Построение основных зависимостей:  $N_i^{\text{ЧНД}} = f(D_1^{\text{ЧНД}})$  - внутренней мощности от расхода пара на входе в ЧНД;  $D_2^{\text{ЧНД}} = f(D_1^{\text{ЧНД}})$  - расхода пара на выходе из ЧНД.

По указанию преподавателя может быть построена зависимость изменения температуры пара на входе в ЧНД от его расхода в ЧНД  $t_1^{\text{ЧНД}} = f(D_1^{\text{ЧНД}})$ .

Анализ характеристик турбины по результатам работ 3,4,5.

### II. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Измерения параметров производятся на проточной части низкого давления в соответствии с тепловой испытательной схемой и протоколом наблюдений. Методика измерений аналогична изложенной в работе 3. Параметры измерений из протокола наблюдений используются при построении процесса расширения пара в проточной части низкого давления (рис.10).

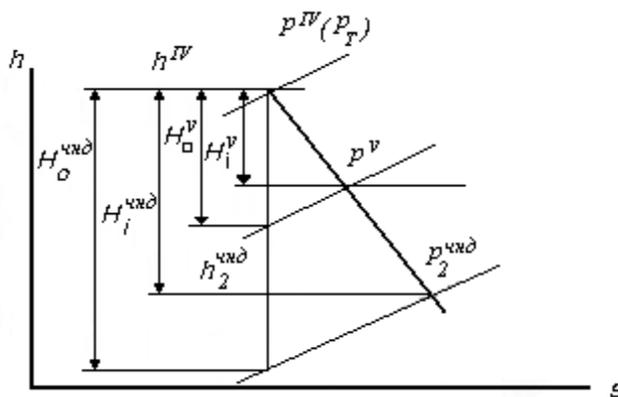


Рис. 10. Процесс расширения пара в ЧСД в  $h, s$  - диаграмме

Протокол наблюдений служит исходным материалом для дальнейшего расчета проточной части низкого давления. Данные расчета тепловых характеристик проточной части заносятся в таблицу по форме 6, являющейся основанием для построения характеристик ЧНД. Для примера на рис.11 приведены характеристики ЧНД, построенные при условиях:  $p_1^{\text{ЧНД}} = 0,12...0,19$  МПа,  $t_1^{\text{ЧНД}} = 120...153^\circ \text{C}$ ,  $p_2^{\text{ЧНД}} = 5$  кПа.

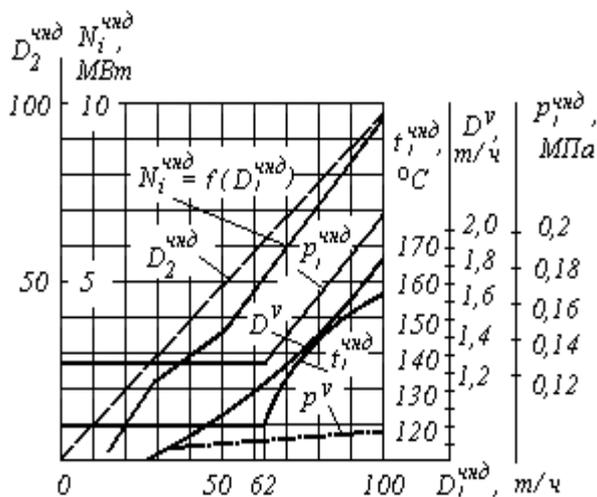
После выполнения лабораторных работ по исследованию отдельных частей турбины рассчитывается суммарная внутренняя мощность всей турбины по уравнению (13), приведенному в указании к выполнению работы 1. Расход свежего пара  $D_1$ , поступающего на турбину, распределяется следующим образом. Часть пара  $D_2$  расходуется на выработку электрической энергии и поступает в конденсатор. Часть пара  $D_{отб} = D_{п} + D_{т} + D_{р}$  поступает из регулируемых отборов на производство, теплофикацию и в регенеративные подогреватели питательной воды. А часть пара расходуется на уплотнения турбины  $D_{упл}^{п}$  и эжектор  $D_{эж}$ . Таким образом должен соблюдаться материальный баланс:

$$D_1 = D_2 + D_{упл}^{п} + D_{отб} + D_{эж}.$$

Значение  $D_2$  определяют путем измерения расхода конденсата отработавшего пара  $G_k$  с помощью дроссельного прибора (диафрагмы). Принимается, что  $D_2 = G_k$  (см. рис.5). Расход пара в производственный отбор  $D_{п}$  также измеряется по расходомеру. Расход пара в теплофикационный отбор  $D_{т}$  рассчитывался при выполнении работы 2.

Расход пара на регенерацию из нерегулируемых отборов  $D_{р}$  определяется из расчета регенеративной схемы турбинной установки (см. работу 2). Расход пара на уплотнения  $D_{упл}^{п}$  находят из графика  $D_{упл}^{п} = f(D_1)$  (рис. 12). Расход пара на эжектор  $D_{эж}$  принимается постоянным и равным 0,166 кг/с (0,6 т/ч).

Зная полезную внутреннюю мощность турбины  $N_i$  и расход свежего пара  $D_1$ , а также механический КПД  $\eta_m$  и КПД электрогенератора  $\eta_{эг}$ , можно определить технико-экономические показатели турбоагрегата в целом.



Рси. 11. Характеристики проточной части ЧСД

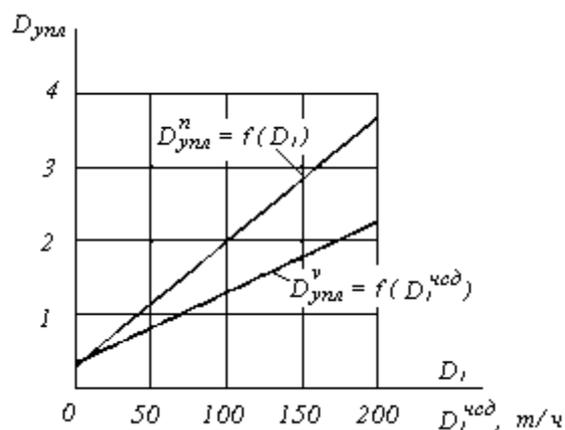


Рис. 12. График зависимости расхода пара на пароохладитель

Для исследуемого турбоагрегата можно принять  $\eta_m = 0,99$ ,  $\eta_{эг} = 0,982$ .

Удельный расход пара и теплоты в этом случае определяется из уравнений (14) и (15), приведенных в работе 1.

### III. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Данные об условиях и режиме работы установки во время опытов.
2. Тепловая испытательная схема турбины (см. рис.5).
3. Данные об измерительных приборах.
4. Протокол наблюдений для ЧНД (форма 3).
5. Таблица расчета ЧНД (форма 6).
6. Графическое изображение процесса расширения (см. рис.10) и характеристик проточной части ЧНД (см. рис.11).
7. Анализ полученных характеристик ЧНД путем сравнения их с эксплуатационными показателями или с проектными данными.
8. Анализ полученных результатов по всей турбоустановке на основании расчетов и построений, выполненных для ЧВД, ЧСД, ЧНД.
9. Анализ допущенных неточностей, ошибок измерений или расчетов.

**Расчет тепловых характеристик проточной части низкого давления (ЧНД) Турбины типа ПТ-25-90/10**

№ п/п	Параметр	Значения в опытах					Способ определения	Расчет	Численное значение
		1	2	3	4	5			
1	Расход пар на входе в ЧНД $D_1^{чнд}$ , т/ч						$D_1^{чнд} = D_2^{чсд} - (D_T + D^{п2})$ ,		
2	Расход пара на выходе из ЧНД $D_2^{чнд}$ , т/ч						$D_2^{чнд} = D_1^{чнд} - D^V$ здесь $D^V = D^{пл} - D_{упл}^V$		
3	Использованный теплоперепад части ступеней до V отбора $H_i^V$ , кДж/кг						$H_i^V = h^{IV} - h^V$		
4	Располагаемый (адиабатический) теплоперепад ступеней до V отбора $H_o^V$ , кДж/кг						По h, s – диаграмме (рис. 10)		
5	Мощность потока пара до V отбора $N_i^V$ , кВт						$N_i^V = \frac{D_1^{чнд} \cdot h_i^V}{3,6}$		
6	Мощность ЧНД (при влажном паре на выходе) $N_i^{чнд}$ , кВт						$N_i^{чнд} = N_э + \Delta N_{эм}^* - (N_i^{чсд} + N_i^{чсд})$		
7	Использованный теплоперепад части низкого давления $H_i^{чнд}$ , кДж/кг						$H_i^{чнд} = \frac{3,6N^{чнд}}{D_2^{чнд}}$		
8	Конечная энтальпия пара (на входе из ЧНД) $h_2^{чнд}$ , кДж/кг						$h_2^{чнд} = h^{IV} - h_i^{чнд}$		
9	Располагаемый (адиабатический) теплоперепад ЧНД $H_o^{чнд}$ , кДж/кг						По h, s - диаграмме (рис. 10)		
10	Внутренний относительный КПД проточной части ЧНД $\eta_{oi}^{чнд}$ , %						$\eta_{oi}^{чнд} = \frac{h_i^{чнд}}{h_o^{чнд}} \cdot 100$		

\*  $\Delta N_{эм}$  – электромеханические потери принимаются в пределах 1,2...1,7 % от  $N_э$  номинальной мощности генератора.

## СОДЕРЖАНИЕ

Общие указания .....	3
Охрана труда и техника безопасности при проведении лабораторных работ	3
Библиографический список .....	4
Работа 1. Изучение конструкций и технико-экономических характеристик теплофикационных турбин типа ПТ .....	5
Работа 2. Определение расхода пара на регенеративные подогреватели турбинной установки типа ПТ .....	17
Работа 3. Теплотехнические испытания части среднего давления паровой турбины типа ПТ-25-90/10 .....	25
Работа 4. Теплотехнические испытания части среднего давления паровой турбины типа ПТ-25-90/10 .....	31
Работа 5. Теплотехнические испытания части низкого давления паровой турбины типа ПТ-25-90/10 .....	35

Редактор И.Н. Садчикова

Сводный темплан 2005 г.

Лицензия ЛР № 020308 от 14.02.1997г.

Санитарно – эпидемиологическое заключение № 78.01.07.953.П.005641.11.03 от 2003 г.

---

Подписано в печать

Формат 60x84 1/16

Б.кн.-журн. П.л. 3,5

Б.л 1,75

РТП РИО СЗТУ

Тираж 250

Заказ

---

Северо-Западный государственный заочный технический университет

РИО СЗТУ, член Издательско-полиграфической ассоциации  
университетов России

191186, Санкт-Петербург, ул. Миллионная, 5