

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

Н.Б.БАРАТОВ

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

практикум

Учебное пособие

«Инженерное дело»

*Рекомендовано Министерством высшего и среднего специального
образования Республики Узбекистан в качестве учебного пособия
для студентов ВТУЗ*

ТАШКЕНТ – 2022

УДК 531/534:621(075.8)

ББК 30.12ya73

В 29

Н.Б.Баратов. Прикладная механика (практикум). –Т.: «Innovatsion rivojlanish nashriyot-matbaa uyi» 2022, 394 стр.

ISBN 978-9943-8751-2-8

Специалисты окончившие бакалавриатуру в своей трудовой деятельности должны уметь принимать правильные конструктивные решения, уметь правильно подобрать и рассчитывать механические приводы и их конструктивные элементы, подобрать электродвигатель с учётом расчёта привода. Этим свойствам обучает «Прикладная механика».

Учебное пособие охватывает по разделу «Сопrotивление материалов» курса – «Прикладная механика» прочностных расчетов стержней и балок при растяжении и сжатии, кручении и изгибе;

По разделу «Теория механизмов и машин» – исследование структуру и кинематики механизмов;

По разделу «Детали машин» – работы, выполняемые при расчете и проектированнн привода.

При этом, приведены сложные задачи и примеры их решения.

Учебное пособие может быть пособием к индивидуальным научным разработкам студентов.

Ishlab chiqarishning turli sohalarida faoliyat olib borayotgan bakalavriaturani bitirgan mutaxassislar o‘z sohalarida ratsional, konstruktiv to‘g‘ri yechimlarni qabul qilish, mexanik yuritmalarni hisoblash va elektrodvigatelni to‘g‘ri tanlash, loyihalash jarayonida ratsional, konstruktiv nuqtayi nazardan kerakli mexanik uzatmalarni va konstruktsiya elementlarini qo‘llash va ularni hisoblashni bilishlari shart.

“Amaliy mexanika” fanini o‘qitish orqali ushbu vazifa amalga oshiriladi

O‘quv qo‘llanma “Amaliy mexanika” kursining “Materiallar qarshiligi” bo‘limi bo‘yicha o‘zaklarni cho‘zilish va siqilish, buralish va egilishdagi chidamlilikka hisoblashlarni;

“Mexanizm va mashinalar nazariyasi” bo‘limi bo‘yicha mexanizmlarning strukturaviy tuzulishini va kinematikasini tekshirishni;

“Mashina detallari” bo‘limi bo‘yicha esa yuritmaning hisobi va loyihalashda bajariladigan ishlar qamrab olgan.

Shu bilan birga murakkab masalalar ham keltirilgan bo‘lib, ular uchun to‘liq yechimlar berilgan.

Ushbu kitob talabalarining mustaqil ilmiy ishlamlari uchun ham qo‘llanma bo‘lishi mumkin.

Experts graduated from bachelor degree in the labour activity should be able to make correct constructive decisions, to be able to pick up and calculate correctly power transmissions and their structural components, taking into account drive gear calculation to pick up the electric motor. These properties are trained by "the Application mechanics"

The manual covers on section “Resistance of materials” of a course “Application mechanics” stability of the bar’s calculations on both girders at a tension and squeezing, twist and curving;

On the section “Theory of gears and cars” to probe of kinematics of gears;

On the section “Detail of cars” the operations executable at calculations and project of a drive gear.

Thus reduction challenges and examples of their decision.

УДК 531/534:621(075.8)

ББК 30.12ya73

Рецензенты::

Алимухамедов Ш.П. – профессор кафедры «Материаловедения и машиностроения»

Ташкентского государственного транспортного университета, д.т.н.,проф;

Хасанов С.М. – заведующий кафедры «Сопrotивление материалов и детали машин»

Ташкентского государственного технического университета им. Ислама Каримова, к.т.н.,проф.

ISBN 978-9943-8751-2-8

© «Innovatsion rivojlanish nashriyot-matbaa uyi» – 2022.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие составлено в соответствии с программой курса «Прикладная механика» для направлений отрасли 520000 – «Инженерия и инженерное дело».

Программой курса предусматривается чтение лекций, проведение практических и лабораторных занятий, а также самостоятельная работа студентов, связанная с выполнением расчетно-графических, курсовых работ и курсовых проектов.

Настоящее учебное пособие предназначено для обеспечения самостоятельной работы студентов, изучающих дисциплину «Прикладная механика», и оказания им помощи при выполнении расчетно-графических, курсовых работ и курсовых проектов.

«Прикладная механика» опирается на следующие учебные дисциплины: высшая математика, физика, теоретическая механика, вычислительная техника и программирование. Знания и навыки, приобретаемые студентами при изучении дисциплины «Прикладная механика», необходимы при освоении последующих общеинженерных дисциплин (детали машин и приборов, технология машиностроения, взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения, основы автоматизированного проектирования и пр.) и профилирующих дисциплин.

Целью настоящего учебного пособия является закрепление и углубление знаний, полученных студентами при изучении курса «Прикладная механика».

В раздел курса «Сопротивление материалов» предусмотрена выполнение следующие расчётно–графические работы: «Расчет брусьев и стержней при растяжении и сжатии», «Расчеты стержней и брусьев на прочность и жесткость при кручении», «Расчет балок на прочность и жесткость при изгибе», «Расчет рамок круглого сечения при растяжении (сжатии) и изгибе».

Задачи дисциплины «Теория механизмов и машин» - дать знания о кинематических и динамических характеристиках механизмов.

В раздел курса «Теория механизмов и машин» предусмотрена выполнение расчётно–графические работы по определению степени подвижности механизма, построение кинематическую схему в масштабе, определение положений, скорости и ускорения звеньев механизма графическим, графоаналитическим и аналитическим путями.

Задачи дисциплины «Детали машин» - дать знания по кинематическому расчету привода технологической машины и проектирование последнего.

По разделу курса «Детали машин» предусмотрена выполнение курсовой работы и курсового проекта привода различных технологических машин.

Выполнение выше указанных работ позволит студентам получить навыки самостоятельного выполнения расчетов на прочность, жесткость стержней и брусьев, элементы которых подвержены растяжению и сжатию, кручению, изгибу. Проанализировать структуру механизма и исследовать кинематику и динамику последнего. Произвести кинематический расчет привода технологического машинного агрегата и их проектирования.

При подготовке данного учебного пособия автором учтен многолетний опыт преподавания курса «Прикладная механика» и данные ведущих преподавателей кафедры «Сопротивление материалов и детали машин» ТашГТУ.

РАЗДЕЛ: СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

1. Основные понятия и определения

Сопротивление материалов как наука возникло в эпоху Возрождения, когда развитие техники, торговли, мореплавания, военного дела потребовало научных обоснований, необходимых для постройки крупных морских судов, мостов, гидротехнических сооружений и других сложных конструкций. Основоположником этой науки считают итальянского ученого Галилея (1564 – 1642).

Все элементы сооружений или машин должны работать без угрозы поломки или опасного изменения сечений и формы под действием внешних сил. Размеры этих элементов в большинстве случаев определяют расчет на прочность. Элементы конструкции должны быть не только прочными, но и достаточно жесткими и устойчивыми.

Практика показывает, что все части конструкций под действием нагрузок деформируются, т.е. изменяют свою форму и размеры, а в некоторых случаях происходит разрушение конструкции.

Сопротивление материалов есть наука о прочности и деформируемости материалов и элементов машин и сооружений.

Прочностью называется способность материала конструкций и их элементов сопротивляться действию внешних сил, не разрушаясь.

В сопротивлении материалов рассматривают методы расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость.

Расчеты на прочность дают возможность определить размеры и форму деталей, выдерживающих заданную нагрузку при наименьшей затрате материала.

Под жесткостью понимается способность тела или конструкции сопротивляться образованию деформации.

Расчеты на жесткость гарантируют, что изменения формы и размеров конструкций и их элементов не превзойдут допустимых норм.

Под устойчивостью понимается способность конструкции сопротивляться усилиям, стремящимся вывести ее из исходного состояния равновесия.

Расчеты на устойчивость предотвращают возможность внезапной потери устойчивости и искривление длинных или тонких деталей. Примером потери устойчивости служит внезапное искривление длинного прямолинейного стержня при сжатии вдоль оси.

На практике в большинстве случаев приходится иметь дело с конструкциями сложной формы, но их можно представить себе состоящими из отдельных простых элементов, например, брусьев, пластин, оболочек и массивов.

Основным расчетным элементом в сопротивлении материалов является брус, т. е. тело, поперечные размеры которого малы по сравнению с длиной. Брусья бывают прямолинейные и криволинейные, постоянного и переменного сечения. В зависимости от их назначения в конструкции брусья называют колоннами, балками, стержнями.

Плоское сечение, перпендикулярное оси бруса называется поперечным: сечение, параллельное оси бруса (прямолинейного) – продольным; остальные плоские сечения - наклонными.

Кроме расчета брусьев, сопротивление материалов занимается расчетом пластин и оболочек, т. е. тел, имеющих малую толщину по сравнению с другими размерами (например, резервуары, трубы, обшивка кораблей и самолетов). Тела, у которых все три измерения одинакового порядка, называются массивами (например, фундаменты, станины станков). Расчеты пластин, оболочек и массивов в настоящем учебном пособии не рассматриваются.

При деформации тела под действием внешних сил внутри него возникают силы упругости, которые препятствуют деформации и

стремятся вернуть частицы тела в первоначальное положение. Силы упругости возникают в результате существования в теле внутренних сил молекулярного взаимодействия.

В сопротивлении материалов изучают деформации тел и возникающие при этих деформациях внутренние силы.

После прекращения действия внешних сил вызванная ими деформация может полностью или частично исчезнуть. Способность материала устранять деформацию после прекращения действия внешних сил называется упругостью. Деформация, исчезающая после прекращения действия внешних сил, называется упругой; деформация, не исчезающая после прекращения действия внешних сил, называется остаточной или пластической. Способность материала иметь значительные остаточные деформации, не разрушаясь при этом, носит название пластичности, а сами материалы называются пластичными. К числу таких материалов относятся низкоуглеродистая сталь, алюминий, медь, латунь и др.

Материалы, обладающие весьма малой пластичностью, называются хрупкими. В отличие от пластичных материалов хрупкие материалы, из которых изготавливают детали машин и сооружений, не являются, строго говоря, непрерывными, однородными во всех точках и изотропными (имеющими одинаковые свойства во всех направлениях).

В процессе изготовления заготовок и получения из них готовых деталей в материале появляются различные, не поддающиеся учету поверхностные и внутренние дефекты, например, раковины, трещины и неоднородность структуры в литых деталях, волосовины у штампованных деталей, первоначальные внутренние усилия, вызванные неравномерностью остывания литых и кованных деталей, неравномерностью высыхания и неоднородностью древесины, неравномерностью затвердевания и неоднородностью бетона и т.д.

Так как закономерности возникновения указанных явлений установить невозможно, то в сопротивлении материалов принимается ряд гипотез и допущений, которые позволяют исключить из рассмотрения эти явления. В результате объектом изучения в сопротивлении материалов становится не само реальное тело, а его приближенная модель. Экспериментальная проверка выводов, полученных на основании приведенных ниже гипотез и допущений, показывает, что эти выводы вполне пригодны для применения в практике инженерных расчетов.

Перейдем к рассмотрению основных гипотез и допущений, касающихся физико-механических свойств материалов:

– *Гипотеза об отсутствии первоначальных внутренних усилий;*

Согласно этой гипотезе, предполагается, что если нет причин, вызывающих деформацию тела (нагружение, изменение температуры), то во всех его точках внутренние усилия равны нулю. Таким образом, не принимаются во внимание силы взаимодействия между частицами ненагруженного тела.

– *Допущение об однородности материала;*

Физико-механические свойства тела могут быть неодинаковыми в разных точках. В сопротивлении материалов этими различиями пренебрегают, полагая, что материал во всех точках тела обладает одинаковыми свойствами.

– *Допущение о непрерывности материала;*

Согласно этому допущению, материал любого тела имеет непрерывное строение и представляет собой сплошную среду. Допущение о непрерывном строении материала позволяет применять при расчетах методы высшей математики (дифференциальное и интегральное исчисления).

– *Допущение об изотропности материала;*

Это допущение предполагает, что материал тела обладает во всех направлениях одинаковыми свойствами. Многие материалы

состоят из кристаллов, у которых физико-механические свойства в различных направлениях существенно различны. Однако, благодаря наличию в теле большого количества беспорядочно расположенных кристаллов, свойства всей массы материала в различных направлениях выравниваются. Допущение об изотропности хорошо подтверждается практикой для большинства материалов и лишь приближенно для таких материалов, как камень, пластмассы, железобетон. Материалы, имеющие неодинаковые свойства в разных направлениях, называются анизотропными, например, древесина.

– *Допущение об идеальной упругости;*

Это допущение предполагает, что в известных пределах нагружение материал обладает *идеальной упругостью*, т. е. после снятия нагрузки деформации полностью исчезают.

Рассмотрим теперь гипотезы и допущения, связанные с деформациями элементов конструкций.

Изменение линейных и угловых размеров тела называется соответственно *линейной и угловой деформацией*. Изменение положения (координат) точек тела, вызванное деформацией, называется *перемещением*.

– *Допущение о малости перемещении или принцип начальных размеров;*

Согласно этому допущению, деформации тела и связанные с ними перемещения точек и сечений *весьма малы* по сравнению с размерами тела. На основании этого мы будем пренебрегать изменениями в расположении внешних сил, вызванными деформацией. Так, например, не будем принимать во внимание смещение Δz линии действия силы F , показанное на рис. 1.1.

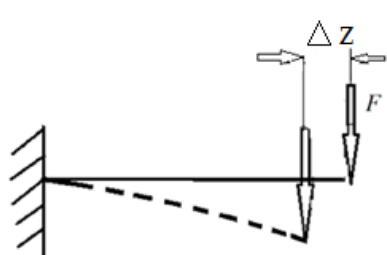


Рис. 1.1.

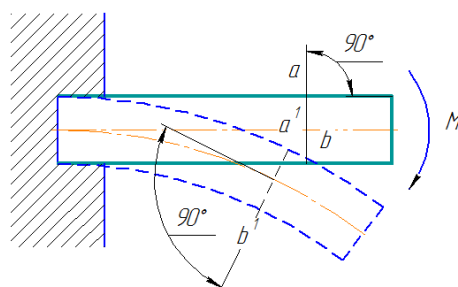


Рис. 1.2.

– *Допущение о линейной деформируемости тел;*

Согласно этому допущению, перемещения точек и сечений упругого тела в известных пределах нагружения *прямо пропорциональны* силам, вызывающим эти перемещения.

– *Гипотеза плоских сечений или гипотеза Бернулли;*

Согласно этой гипотезе, плоские поперечные сечения, проведенные в теле до деформации, остаются при деформации *плоскими и нормальными к оси* (рис. 1.2.). Эта гипотеза была впервые высказана швейцарским ученым Якобом Бернулли (1654 – 1705) и положена в основу при изучении большинства основных деформаций бруса.

К основным гипотезам сопротивления материалов относится также принцип независимости действия сил: результат действия группы сил не зависит от последовательности нагружения или конструкции и равен сумме результатов действия каждой из сил в отдельности, (принцип суперпозиции).

Этот принцип применим только для конструкций, деформации которых малы по сравнению с размерами и пропорциональны действующим нагрузкам.

Виды нагрузок и основных деформаций

В процессе работы машин и сооружений их узлы и детали воспринимают и передают друг другу различные нагрузки, т. е.

силовые воздействия, вызывающие изменение внутренних сил и деформации узлов и деталей.

Силы, воспринимаемые элементами конструкций, являются либо массовыми или объемными (силы тяжести, силы инерции) либо поверхностными силами контактного взаимодействия рассматриваемого элемента с соседними элементами или прилегающей к нему средой (например, пар, воздух, жидкость).

В теоретической механике мы установили, что поверхностные нагрузки бывают сосредоточенными или распределенными.

В зависимости от характера действия нагрузки подразделяют на статические и динамические.

Статическими называются нагрузки, числовое значение, направление и место приложения которых остаются постоянными или меняются медленно и незначительно. Таким образом, можно полагать, что при передаче статических нагрузок все части конструкции находятся в равновесии.

Пример статической нагрузки – сила тяжести сооружений.

Динамическими называются нагрузки, характеризующиеся быстрым изменением во времени их значения, направления или места приложения.

К динамическим нагрузкам относятся ударные, внезапно приложенные и повторно-переменные нагрузки. Ударные нагрузки возникают, например, при ковке металла или забивке свай; примером внезапно прилагаемой нагрузки является давление колеса, катящегося по рельсу; повторно-переменные нагрузки испытывают, например, детали кривошипно-ползунного механизма паровой машины. К динамическим нагрузкам относятся также инерционные нагрузки, например, силы инерции в ободу вращающегося маховика.

Следует помнить, что в число внешних сил, принимаемых во внимание при расчете конструкций, входят *не только* активные

силы, *но также* реакции связей и силы инерции (при движении с достаточно большим ускорением).

Перейдем к рассмотрению *основных деформаций*.

Из практики известно, что в процессе эксплуатации элементы конструкций испытывают следующие, основные деформации:

- *растяжение*; эту деформацию испытывают, например, канаты, тросы, цепи, шток протяжного станка;
- *сжатие*; на сжатие работают, например, колонны, кирпичная кладка, пуансоны штампов;
- *сдвиг*; деформацию сдвига испытывают заклепки, болты, шпонки, швы сварных соединений. Деформацию сдвига, доведенную *до разрушения* материала, называют срезом. Срез возникает, например, при резке ножницами или штамповке деталей из листового материала;
- *кручение*; на кручение работают валы, передающие мощность при вращательном движении. Обычно деформация кручения сопровождается другими деформациями, например, изгибом;
- *изгиб*; на изгиб работают балки, оси, зубья зубчатых колес и другие элементы конструкций.

Метод сечений. Напряжение

Для расчетов деталей машин и сооружений на прочность необходимо знать внутренние силы упругости, возникающие в результате действия приложенных к деталям внешних сил.

Метод сечения заключается в том, что тело мысленно разрезается плоскостью на две части, любая из которых отбрасывается и взамен нее к сечению оставшейся части прикладываются внутренние силы, действовавшие до разреза, оставленная часть рассматривается как самостоятельное тело, находящееся в равновесии под действием внешних и приложенных к сечению внутренних сил.

Очевидно, что, согласно третьему закону Ньютона (аксиома взаимодействия), внутренние силы, действующие в сечении оставшейся и отброшенной частей тела, равны по модулю, но противоположны по направлению. Таким образом, рассматривая равновесие любой из двух частей рассеченного тела, мы получим одно и то же значение внутренних сил, однако выгоднее рассматривать ту часть тела, для которой уравнения равновесия проще.

В соответствии с принятым допущением о непрерывности материала тела мы можем утверждать, что внутренние силы, возникающие в теле, представляют собой силы, равномерно или неравномерно распределенные по сечению.

Применяя к оставленной части тела условия равновесия, мы не сможем найти закон распределения внутренних сил по сечению, но сможем определить статические эквиваленты этих сил.

Так как основным расчетным объектом в сопротивлении материалов является брус и чаще всего нас будут интересовать внутренние силы в его поперечном сечении, то рассмотрим, каковы будут статические эквиваленты внутренних сил в поперечном сечении бруса.

Рассечем брус (рис.1.3.) поперечным сечением $a - a$ и рассмотрим равновесие его левой части.

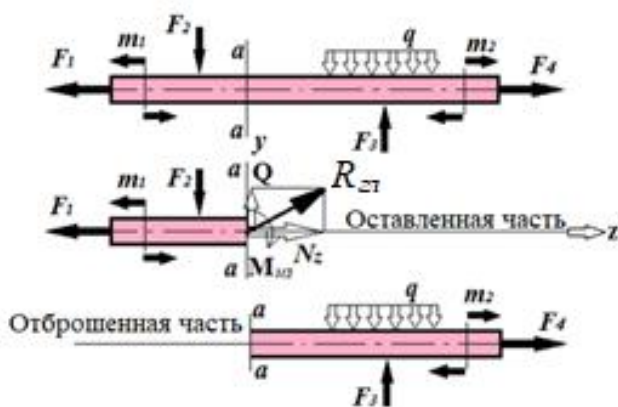


Рис. 1.3.

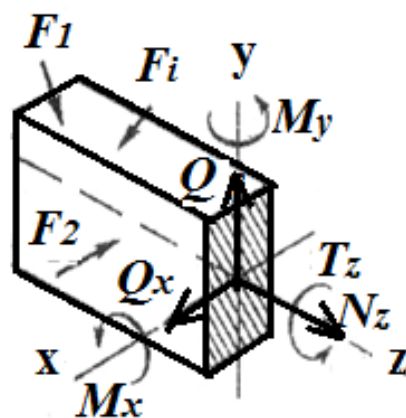


Рис. 1.4.

Если внешние силы, действующие на брус, лежат в одной плоскости, то в общем случае статическим эквивалентом внутренних сил, действующих в сечении $\alpha - \alpha$, будут главный вектор $R_{\text{гль}}$, приложенный в центре тяжести сечения, и главный момент $M_{\text{И}}$, уравновешивающие плоскую систему внешних сил, приложенных к оставленной части бруса.

Разложим главный вектор на составляющую $N(z)$, направленную вдоль оси бруса, и составляющую Q , перпендикулярную этой оси, т. е. лежащую в плоскости поперечного сечения.

Эти составляющие главного вектора вместе с главным моментом назовем *внутренними силовыми факторами*, действующими в сечении бруса. Составляющую $N(z)$ назовем *продольной силой*, составляющую Q – *поперечной силой*, пару сил $M_{\text{И}}$ – *изгибающим моментом*.

Для определения указанных трех внутренних силовых факторов статика дает три уравнения равновесия оставленной части бруса, а именно:

(ось z всегда направляем по оси бруса).

$$\sum Z = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum M = 0$$

Если внешние силы, действующие на брус, не лежат в одной плоскости, т. е. представляют собой пространственную систему сил, то в общем случае в поперечном сечении бруса возникают *факторов* (рис. 1.4.), для определения которых статика дает *шесть уравнений равновесия* оставленной части бруса, а именно:

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \quad \sum M_x = 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0;$$

Шесть внутренних силовых факторов, возникающих в поперечном сечении бруса в самом общем случае, носят следующие названия: $N(z)$ – продольная сила, Q_x, Q_y – поперечные силы, T_k – крутящий момент, $M_{\text{Их}}, M_{\text{Иу}}$ – изгибающие моменты.

При разных деформациях в поперечном сечении бруса возникают различные внутренние силовые факторы. Рассмотрим частные случаи:

- в сечении возникает *только продольная сила $N(z)$* . В этом случае это деформация растяжения (если сила N направлена от сечения) или деформация сжатия (если сила N направлена к сечению);

- в сечении возникает *только поперечная сила Q* . В этом случае это деформация сдвига;

- в сечении возникает *только крутящий момент T_k* . В этом случае это деформация кручения;

- в сечении возникает *только изгибающий момент $M_{из}$* . В этом случае это деформация чистого изгиба. Если в сечении одновременно возникает изгибающий момент $M_{из}$ и поперечная сила Q , то изгиб называют поперечным.

- если в сечении *одновременно* возникают *несколько внутренних силовых факторов* (например, изгибающий и крутящий моменты или изгибающий момент и продольная сила), то в этих случаях имеет место сочетание основных деформаций.

Наряду с понятием деформации одним из основных понятий сопротивления материалов является напряжение. *Напряжение характеризует интенсивность внутренних сил, действующих в сечении.*

Рассмотрим какой-либо произвольно нагруженный брус и применим к нему метод сечений (рис. 1.5.).

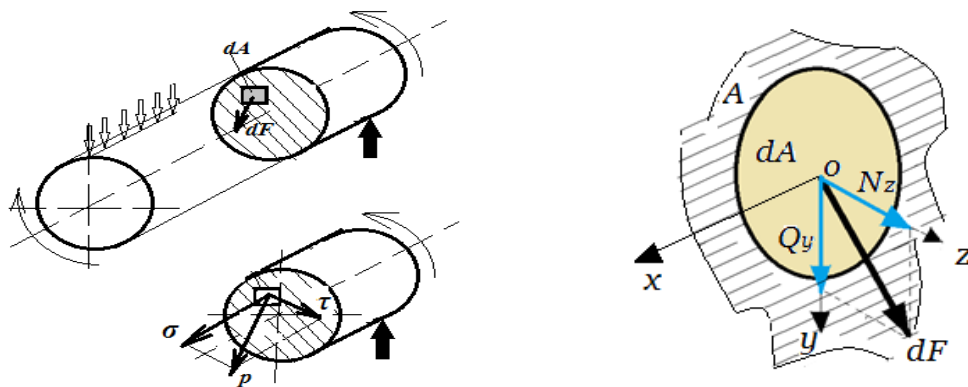


Рис. 1.5.

Выделим в сечении бесконечно малый элемент площади dA (что мы имеем право делать, так как считаем материал непрерывным). Ввиду малости этого элемента можно считать, что в его пределах внутренние силы, приложенные в различных точках, одинаковы по модулю и направлению и, следовательно, представляют собой систему параллельных сил. Равнодействующую этой системы обозначим dF . Разделив dF на площадь элементарной площадки dA , определим интенсивность внутренних сил, т. е. напряжение p в точках элементарной площадки dA :

$$p = \frac{dF}{dA}$$

Таким образом, напряжение есть внутренняя сила, отнесенная к единице площади сечения. Напряжение есть величина векторная.

Единица напряжения:

$$[p] = \frac{[F]}{[A]} \frac{\text{сила}}{\text{площадь}} \text{ ньютон на квадратный метр } \frac{\text{н}}{\text{м}^2} = (\text{Па})$$

Поскольку эта единица напряжения очень мала, то мы будем применять более крупную кратную единицу, а именно *мега паскаль* (МПа):

$$1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ Н/мм}^2.$$

Числовые значения напряжения, выраженного в МПа и Н/мм², совпадают.

Разложим вектор напряжения p на две составляющие:

σ – перпендикулярную плоскости сечения и τ – лежащую в плоскости сечения (рис. 1.5.). Эти составляющие назовем так:

- σ – нормальное напряжение;
- τ – касательное напряжение.

Так как угол между нормальным и касательным напряжениями всегда равен 90° то модуль полного напряжения p определится по формуле

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$$

Разложение полного напряжения на нормальное и касательное имеет вполне определенный физический смысл. Как мы убедимся в дальнейшем, в поперечном сечении бруса при растяжении, сжатии и чистом изгибе действуют *только нормальные напряжения*, а при сдвиге и кручении – *только касательные напряжения*.

Теперь рассмотрим гипотезу, которая носит название принципа независимости действия сил и формулируется так: при действии на тело нескольких нагрузок внутренние силы, напряжения, перемещения и деформации в любом месте могут быть определены как сумма этих величин, найденных от каждой нагрузки в отдельности.

Пользуясь принципом независимости действия сил, мы, начав с изучения простейших основных деформаций, когда в поперечных сечениях бруса действуют только нормальные или только касательные напряжения, в дальнейшем перейдем к изучению более сложных основных деформаций, когда в поперечном сечении действуют и те, и другие напряжения.

Заметим, что принцип независимости действия сил применим только для конструкций, деформации которых малы по сравнению с размерами и пропорциональны действующим нагрузкам.

Механические величины и их единицы в Международной системе единиц.

Название механической величины	Буквенный символ	Единица измерения
Длина	l	$м$
Масса	m	$кг$
Сила	F	$н(ньютон) (кг \cdot м / с^2)$
Вес	G	$н(ньютон) (кг \cdot м / с^2)$
Время	t	$сек$
Угол в плоскости	φ	$рад$
Угловой скорость	ω	$сек^{-1}$
Угловое ускорение	ε	$сек^{-2}$
Скорость	v	$м/сек$
Ускорение	a	$м/сек^2$
Момент силы	M	$н \cdot м (кг \cdot м / с^2)$
Импульс силы	S	$н \cdot сек (кг \cdot м / с)$
Количество движения	Q	$н \cdot сек (кг \cdot м / с)$
Момент импульса	K	$(кг \cdot см^2 / сек)$
Кинетическая энергия	T	$ж(жоул) (кг \cdot м^2 / с^2)$
Работа	A	$ж(жоул) (кг \cdot м^2 / с^2)$
Мощность	N	$Вт(ватт) (кг \cdot м^2 / с^2)$
Момент инерции тела	I	$(кг \cdot м^2)$

Образец

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ имени ИСЛАМА
КАРИМОВА**

**«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»
(РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ) (КУРСОВАЯ
РАБОТА) (КУРСОВОЙ ПРОЕКТ)**

(записываются по выполненной работы)

Раздел «Сопротивление материалов»

Порядковый номер задания, варианта № _____

(Расчетная схема, номер варианта)

Выполнил: _____

(Фамилия, имя, отчество)

студент группы № _____ факультета

Принял: _____

(Фамилия, имя, отчество преподавателя, должность)

Оценка: _____ « ____ » _____ 202... __ г.

Ташкент 202... __ год.

Образец

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ имени ИСЛАМА
КАРИМОВА**

**«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»
(РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ) (КУРСОВАЯ
РАБОТА) (КУРСОВОЙ ПРОЕКТ)**

(записываются по выполненной работы)

Раздел «Теория механизмов и машин»

Порядковый номер задания, варианта № _____

(Расчетная схема, номер варианта)

Выполнил: _____

(Фамилия, имя, отчество)

студент группы № _____ факультета

Принял: _____

(Фамилия, имя, отчество преподавателя, должность)

Оценка: _____ « ____ » _____ 202... __ г.

Ташкент 202... __ год.

Образец

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ имени ИСЛАМА
КАРИМОВА**

**«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»
(РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ)
(КУРСОВАЯ РАБОТА) (КУРСОВОЙ ПРОЕКТ)
(записываются по выполненной работы)**

Раздел «Детали машин»

**Порядковый номер задания, варианта № _____
(Расчетная схема, номер варианта)**

Выполнил: _____
(Фамилия, имя, отчество)

студент группы № _____ факультета

Принял: _____
(Фамилия, имя, отчество преподавателя, должность)

Оценка: _____ «___» _____ 202...__ г.

Ташкент 202...__ год.

2. Растяжение, сжатие брусьев, стержней

2.1. Исходные понятия

Растяжением или **сжатием** называется такой вид деформации, при котором в любом поперечном сечении бруса возникает только продольная сила $N(z)$. Брусья с прямолинейной осью (прямые брусья), работающие на растяжение или сжатие, часто называют **стержнями**.

Рассмотрим невесомый, заземленный левым концом прямой брус, вдоль оси, которого действует активная сила F и $2F$ (рис. 2.1.).

Части бруса постоянного сечения, заключенные между поперечными плоскостями, в которых приложены активные или реактивные силы, будем называть **участками**. Изображенный на рис. 2.1. брус состоит из двух участков.

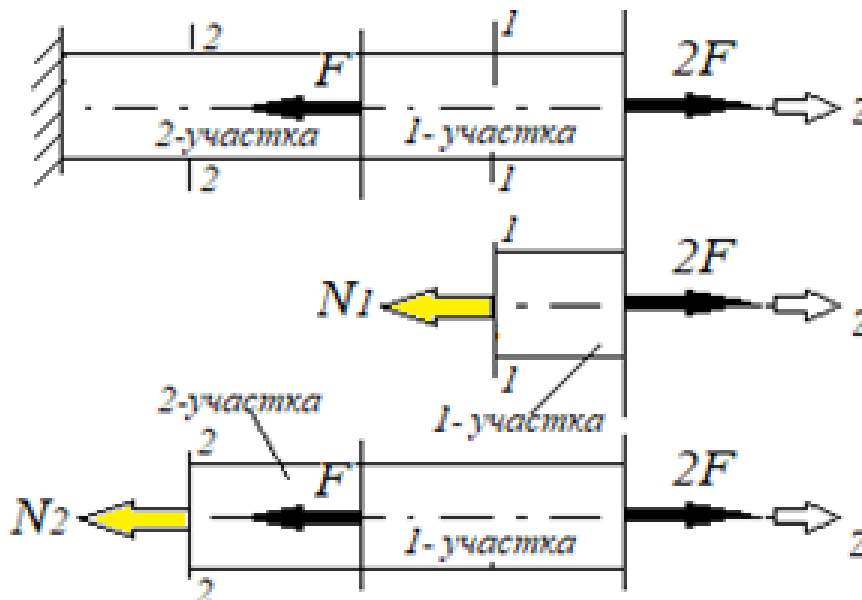


Рис. 2.1

Применив метод сечений, определим продольные силы N_1 и N_2 на участках. Рассечем брус на левом участке поперечным сечением 1–1. Во всех точках бруса будут действовать внутренние

распределенные силы, равнодействующая которых определится из условия равновесия одной из частей бруса (например, правой от сечения):

$$\sum Z = 0; 2F - F - N_2 = 0$$

откуда

$$N_2 = 2F - F = F$$

Мы видим, что для равновесия оставленной части бруса в сечении 1—1 необходимо приложить только силу N_1 направленную вдоль оси, т.е. продольную силу.

Продольная сила есть равнодействующая нормальных внутренних сил, возникающих в поперечном сечении бруса. Нетрудно понять, что в сечении 2—2 на правом участке продольная сила будет иметь другое значение: $N_2 = 2F$. Таким образом, **продольная сила в поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, расположенных по одну сторону сечения** (имеется в виду, что все силы направлены вдоль оси бруса).

В дальнейшем растягивающие (направленные от сечения) продольные силы мы будем считать *положительными*, а сжимающие (направленные к сечению) — *отрицательными*.

При растяжении и сжатии в поперечных сечениях бруса возникают только *нормальные напряжения, равномерно распределенные по сечению* и вычисляемые по формуле:

$$\sigma_z = \frac{N_z}{A}$$

где N_z - продольная сила; A – площадь поперечного сечения. Очевидно, что при растяжении и сжатии форма сечения на напряжение не влияет.

В сечениях, близких к точкам приложения растягивающих или сжимающих сил, закон распределения напряжений по сечению будет более сложным, но, пользуясь принципом смягченных граничных условий, мы будем этими отклонениями пренебрегать и считать, что во всех сечениях бруса напряжения распределены равномерно и что в сечении, где к брусу приложена вдоль оси сосредоточенная сила, значения продольной силы и напряжений меняются скачкообразно.

Напряжения и деформации при растяжении и сжатии связаны между собой зависимостью, которая называется законом Гука, по имени установившего этот закон английского физика Роберта Гука (1635—1703).

Закон Гука при растяжении и сжатии справедлив лишь в определенных пределах нагружения и формулируется так: нормальное напряжение прямо пропорционально относительному удлинению или укорочению.

Математический закон Гука можно записать в виде равенства:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

Коэффициент пропорциональности E - характеризует жесткость материала, т.е. его способность сопротивляться упругим деформациям растяжения или сжатия, и называется *модулем продольной упругости* или *модулем упругости первого рода*.

Модуль упругости и напряжения выражаются в одинаковых единицах:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad [\text{Па}]$$

Значения E , (МПа), для некоторых материалов:

Таблица 1.

Материал	E (МПа)
Чугун	$(1,5... 1,6) 10^5$
Сталь	$(1,96...2,16) 10^5$
Медь	$(1,0... 1,3) 10^5$
Сплавы алюминия	$(0,69... 0,71) 10^5$
Дерево (вдоль волокон)	$(0,1...0,16) 10^5$
Текстолит	$(0,06...0,1) 10^5$
Капрон	$(0,01... 0,02) 10^5$

Если в формулу закона Гука подставим выражения $\sigma = \frac{N_z}{A}, \varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ то получим $\Delta l = \frac{N_z \cdot l}{EA}$

Произведение EA , стоящее в знаменателе, называется **жесткостью сечения** при растяжении и сжатии; оно характеризует одновременно физико-механические свойства материала и геометрические размеры поперечного сечения бруса.

Эта формула читается так: абсолютное удлинение или укорочение прямо пропорционально продольной силе, длине и обратно пропорционально жесткости сечения бруса.

Условие прочности детали конструкции заключается в том, что наибольшее возникающее в ней напряжение (рабочее) не должно превышать допустимого:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

Ориентировочные значения допустимых напряжений на растяжение и сжатие для некоторых материалов приведены ниже в таблице 2.

Таблица 2.

Материал	σ (МПа)	
	Растяжение	Сжатые
Чугун серый	28...80	120... 150
Сталь углеродистая конструкционная	60...250	
Сталь легированная конструкционная	100...400 и выше	
Медь	30... 120	
Латунь	70... 140	
Бронза	60... 120	
Дюралюминий	80...150	
Текстолит	30...40	50...90
Дуб (вдоль волокна)	9...13	13...15
Кирпичная кладка	до 0,2	0,6...2,5
Бетон	0,1...0,7	1...9

Если допускаемые напряжения при растяжении и сжатии различны, то их обозначают соответственно $[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$.

Расчетная формула при растяжении и сжатии имеет вид:

$$\sigma = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

и читается следующим образом: *нормальное напряжение в опасном сечении, вычисленное по формуле $\sigma = \frac{N_z}{A}$ не должно превышать допустимое.*

При расчете конструкций на прочность встречаются три вида задач, различающихся формой использования расчетной формулы:

1) *проектный расчет*, при котором определяются размеры опасного сечения по формуле:

2) *проверочный расчет*, при котором определяется рабочее напряжение и сравнивается с допускаемым по формуле:

$$\sigma = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

3) *определение допускаемой нагрузки* ведется по формуле

$$N_z = A \cdot [\sigma]$$

Задача №1.

Стальной ступенчатый брус нагружен системой сосредоточенных сил, действующих вдоль оси, как показано на рисунке в задании. Номер задания и варианты исходных данных приведены в таблице 7.

Требуется:

- определить продольные силы, напряжения и перемещения поперечных сечений бруса;*
- построить эпюры продольных сил, напряжений и перемещений по длине бруса*

$$N = f(z), \quad \sigma = f(z), \quad \lambda = f(z);$$

- из расчета на прочность определить размеры поперечных сечений каждой ступени, принимая их сплошными круглыми.*

Задача №2.

Абсолютно жесткий брус АВ укреплен и поддерживается с помощью трех стержней, как показано на рисунке в задании. Крепление всех стержней – шарнирное. На брус действует сосредоточенная или распределенная нагрузка. Форма поперечного сечения стержней указана на схеме.

Требуется:

– определить размеры поперечных сечений стержней 1, 2, 3 из условия

их равнопрочности. Номер задания и варианты исходных данных приведены в таблице 7.

Задача №3.

Стальной брус нагружен системой сосредоточенных сил и постоянной распределенной нагрузкой, действующих вдоль оси бруса, как показано на рисунке. Номер задания и вариант исходных данных приведены в таблице 7.

Требуется:

– определить продольные силы, перемещения поперечных сечений бруса;

– построить эпюры продольных сил и перемещений поперечных сечений по длине бруса $N = f(z)$; $\lambda = f(z)$;

– из расчета на прочность определить размеры поперечного сечения, принимая их сплошными круглыми.

Задача №4.

Стальной брус нагружен системой сосредоточенных сил и изменяющейся распределенной нагрузкой, действующих вдоль оси бруса, как показано на рисунке в задании. Номер задания и вариант исходных данных приведены в таблице 7.

Требуется:

– определить продольные силы, перемещения поперечных сечений бруса;

– построить эпюры продольных сил $N = f(z)$

– перемещений $\lambda = f(z)$ поперечных сечений по длине бруса;

– из расчета на прочность определить размеры поперечного сечения, принимая их сплошными круглыми;

– определить общее перемещение бруса.

Система единиц и принятые обозначения.

Используется международная система единиц СИ. Обозначение величин:

– система координат – правая, продольная ось – Z , оси в поперечном сечении – X, Y ;

– нагрузка, внешняя сила – F ;

– площадь поперечного сечения – A ;

– внутренняя продольная сила – $N(z)$;

– нормальное напряжение – $\sigma(z)$;

– допускаемое номинальное напряжение – $[\sigma]$;

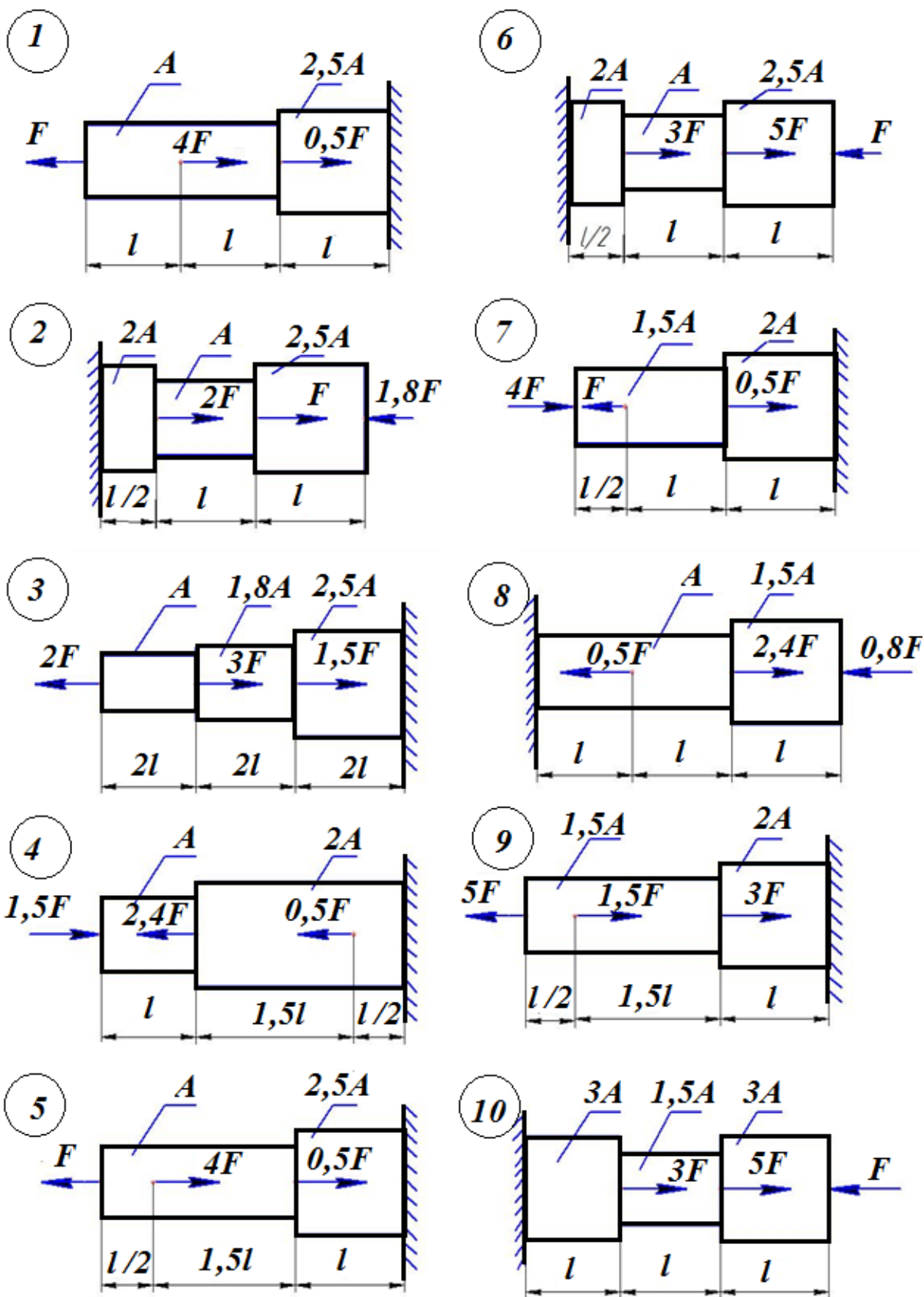
– модуль упругости первого рода – E ;

– жесткость бруса – EA ;

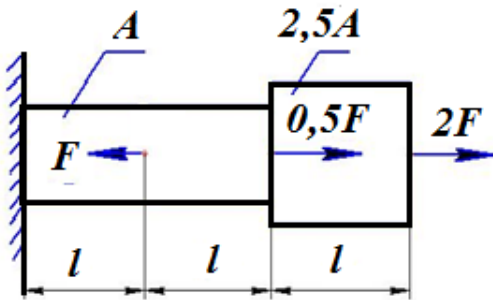
– линейное перемещение поперечного сечения – $\lambda(z)$.

Задача №1

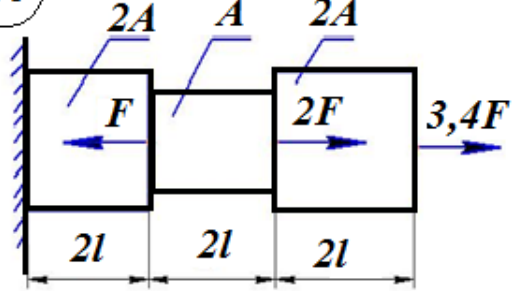
Таблица 3



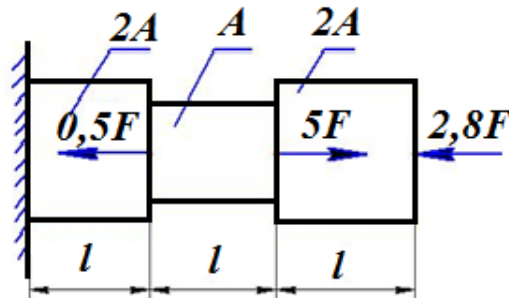
11



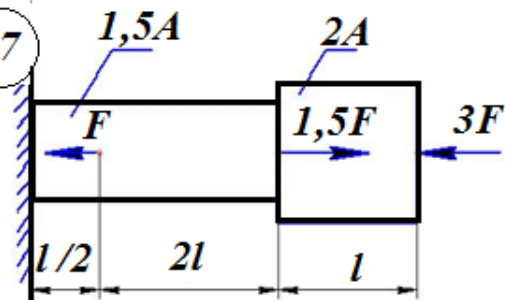
16



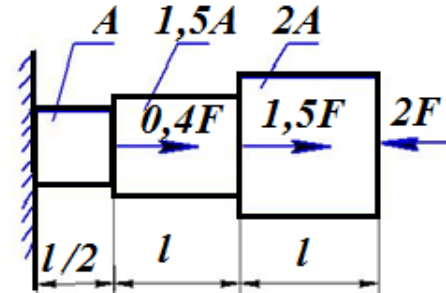
12



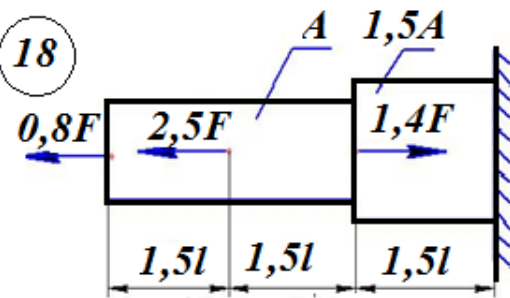
17



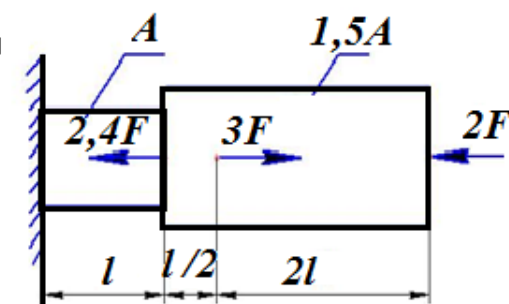
13



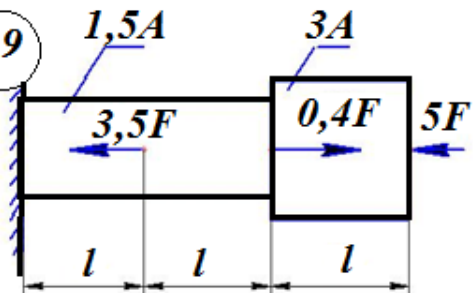
18



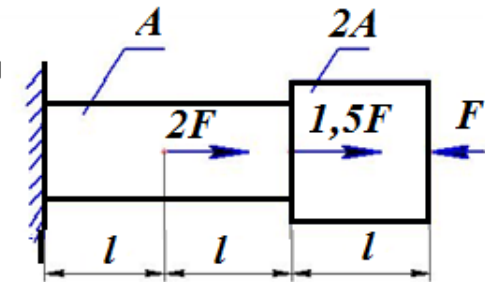
14



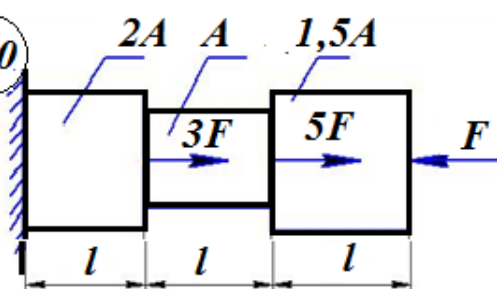
19

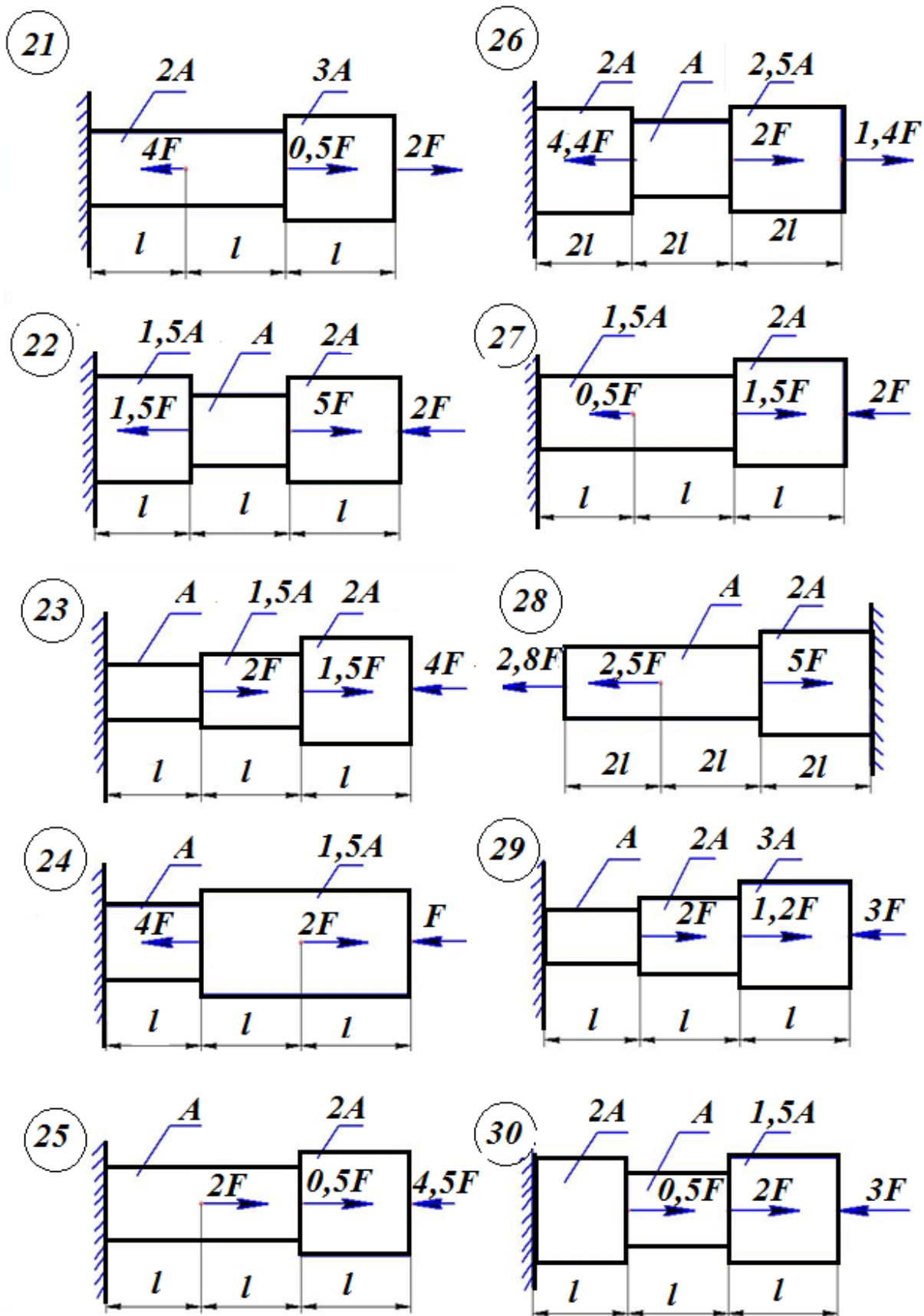


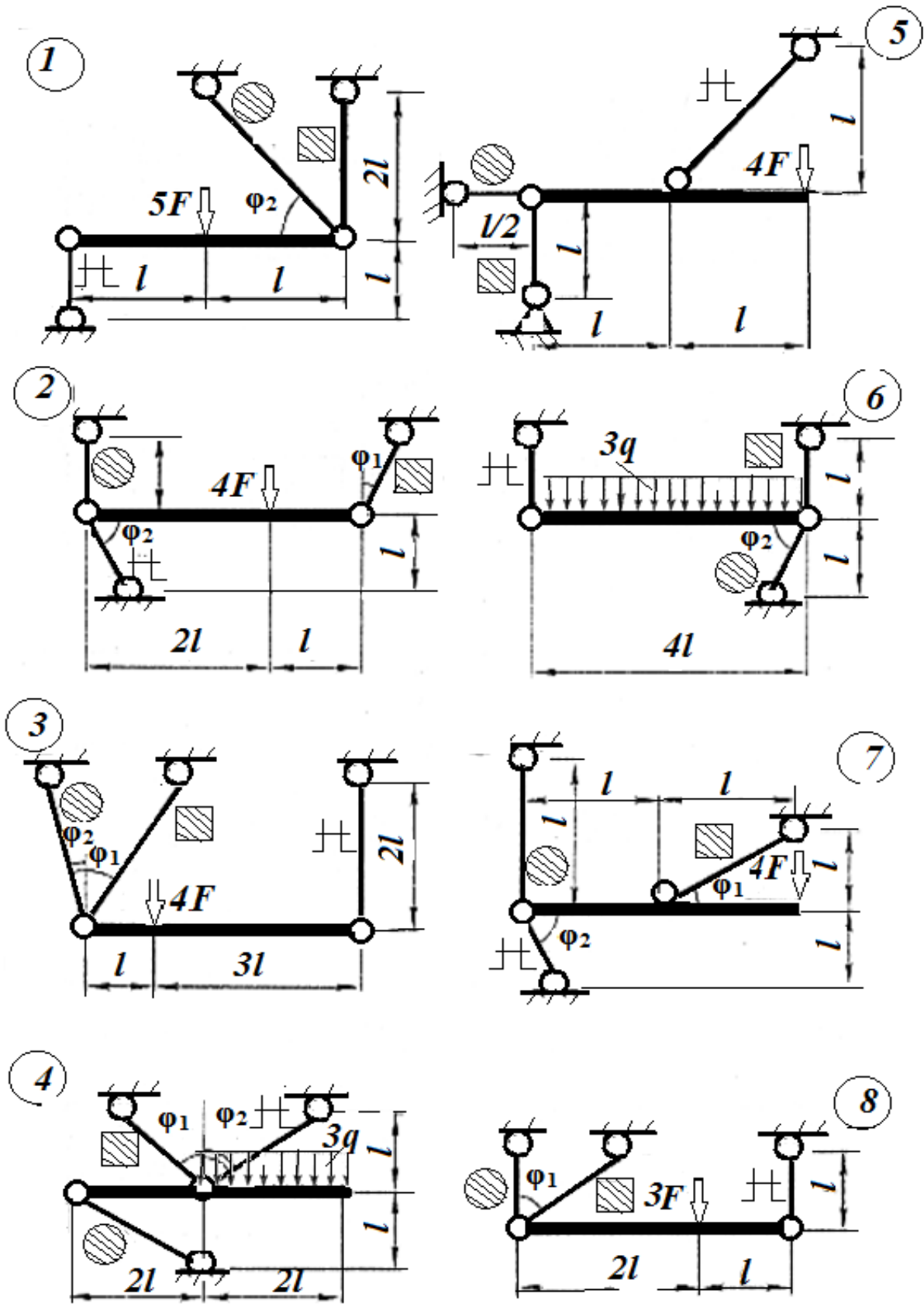
15

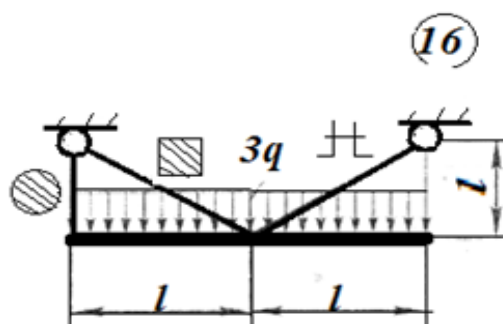
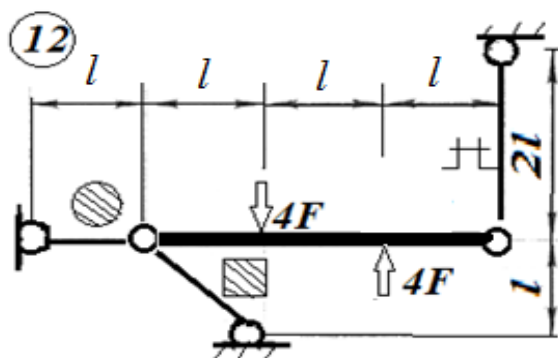
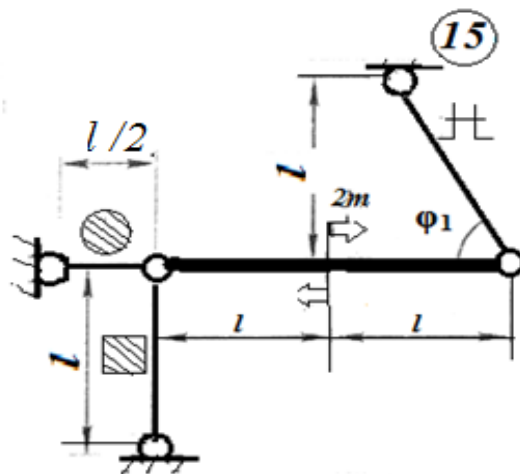
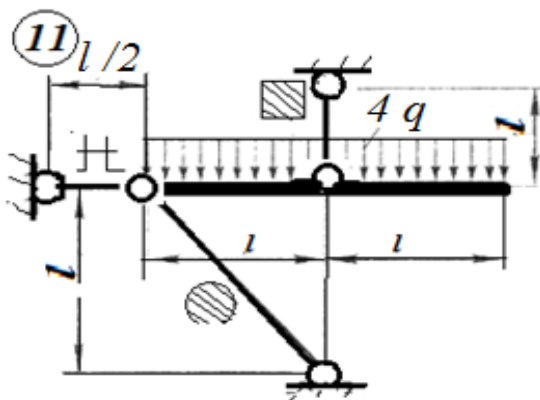
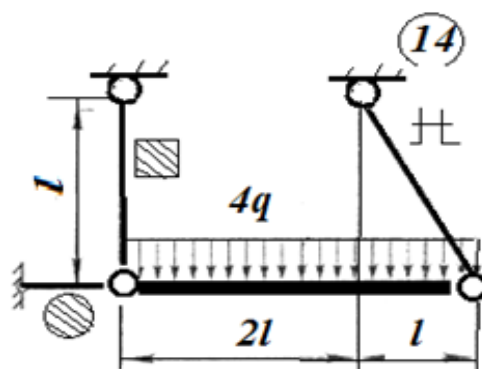
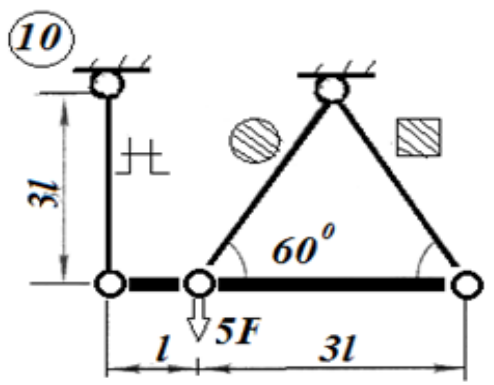
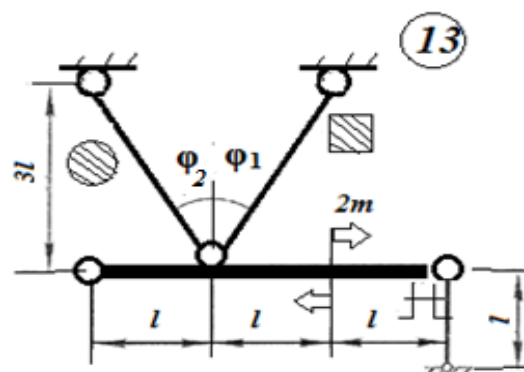
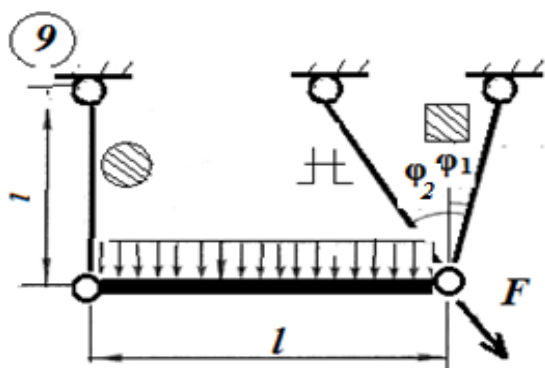


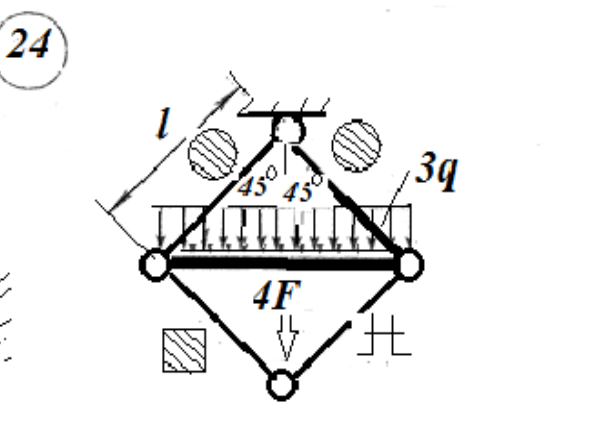
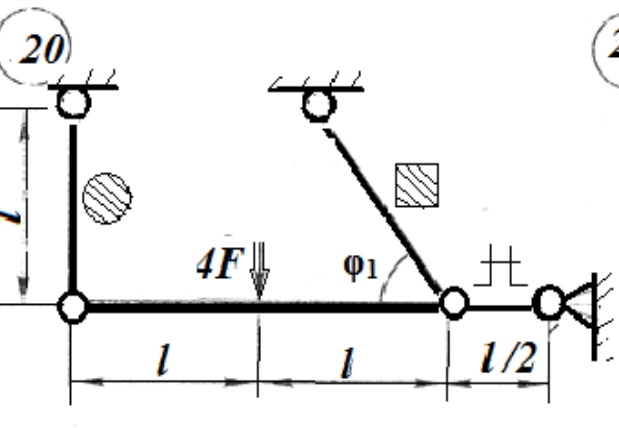
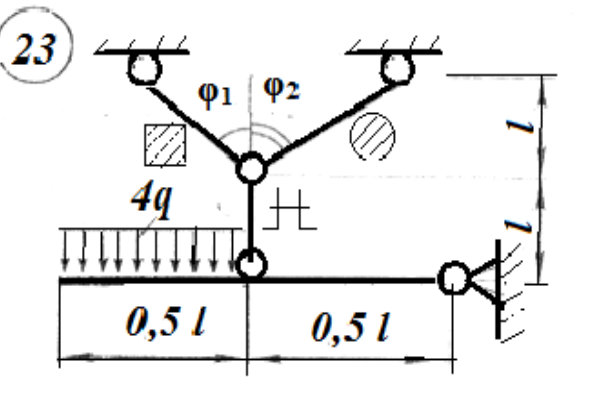
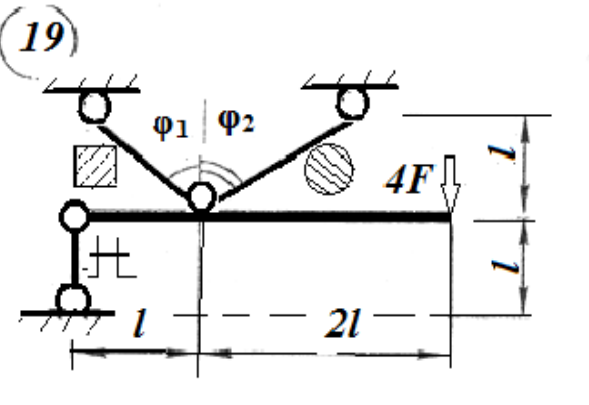
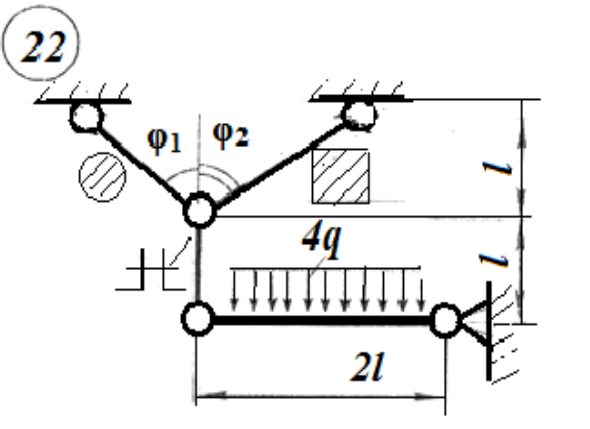
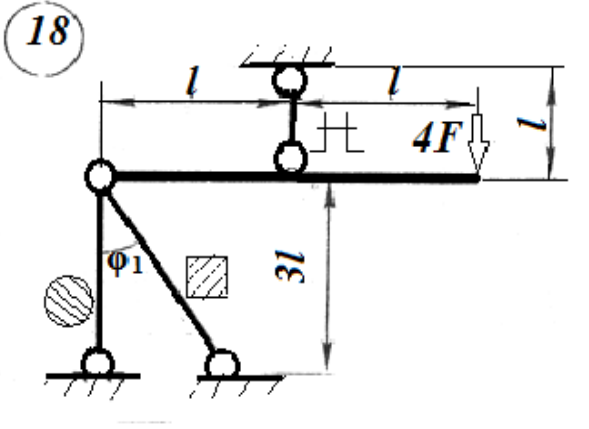
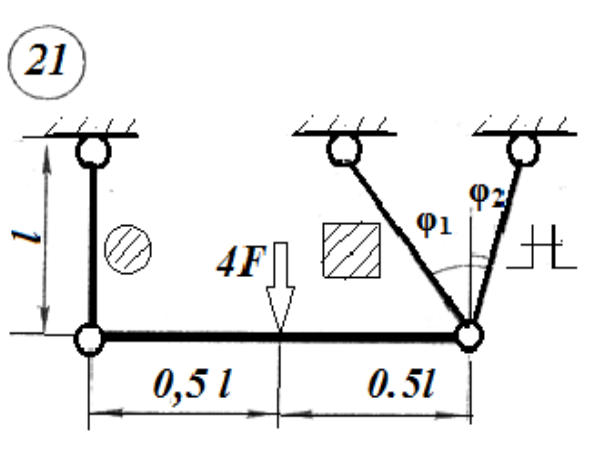
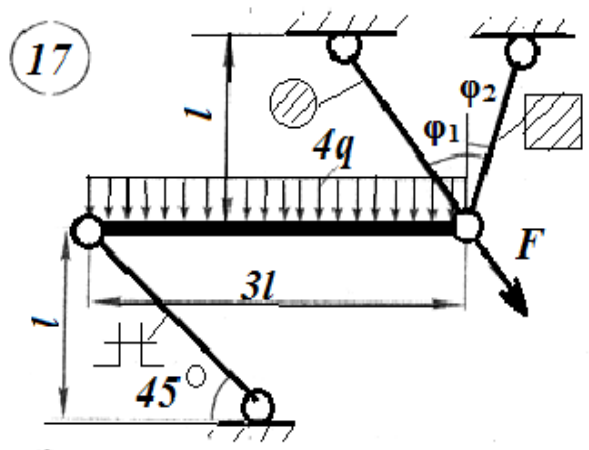
20





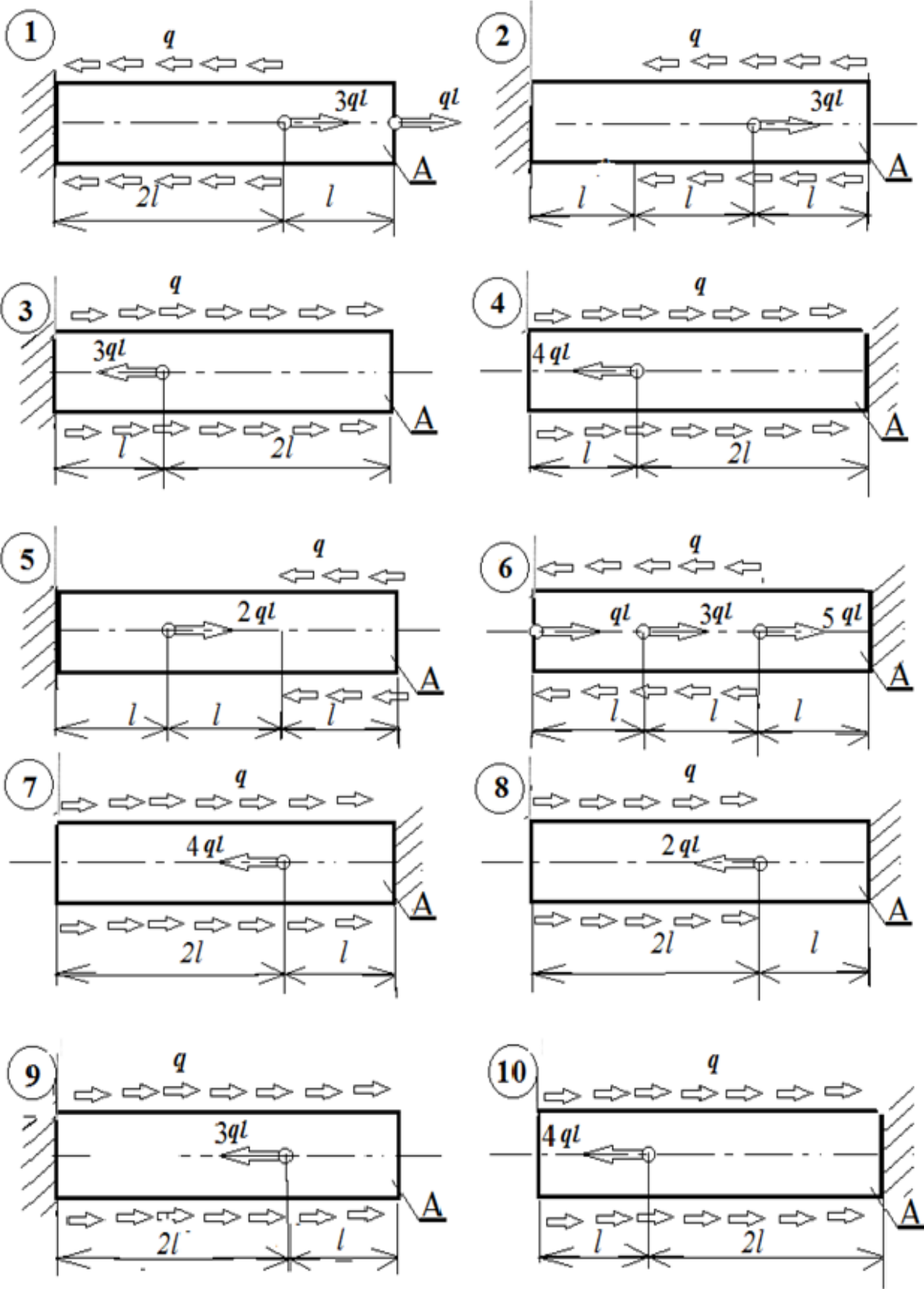


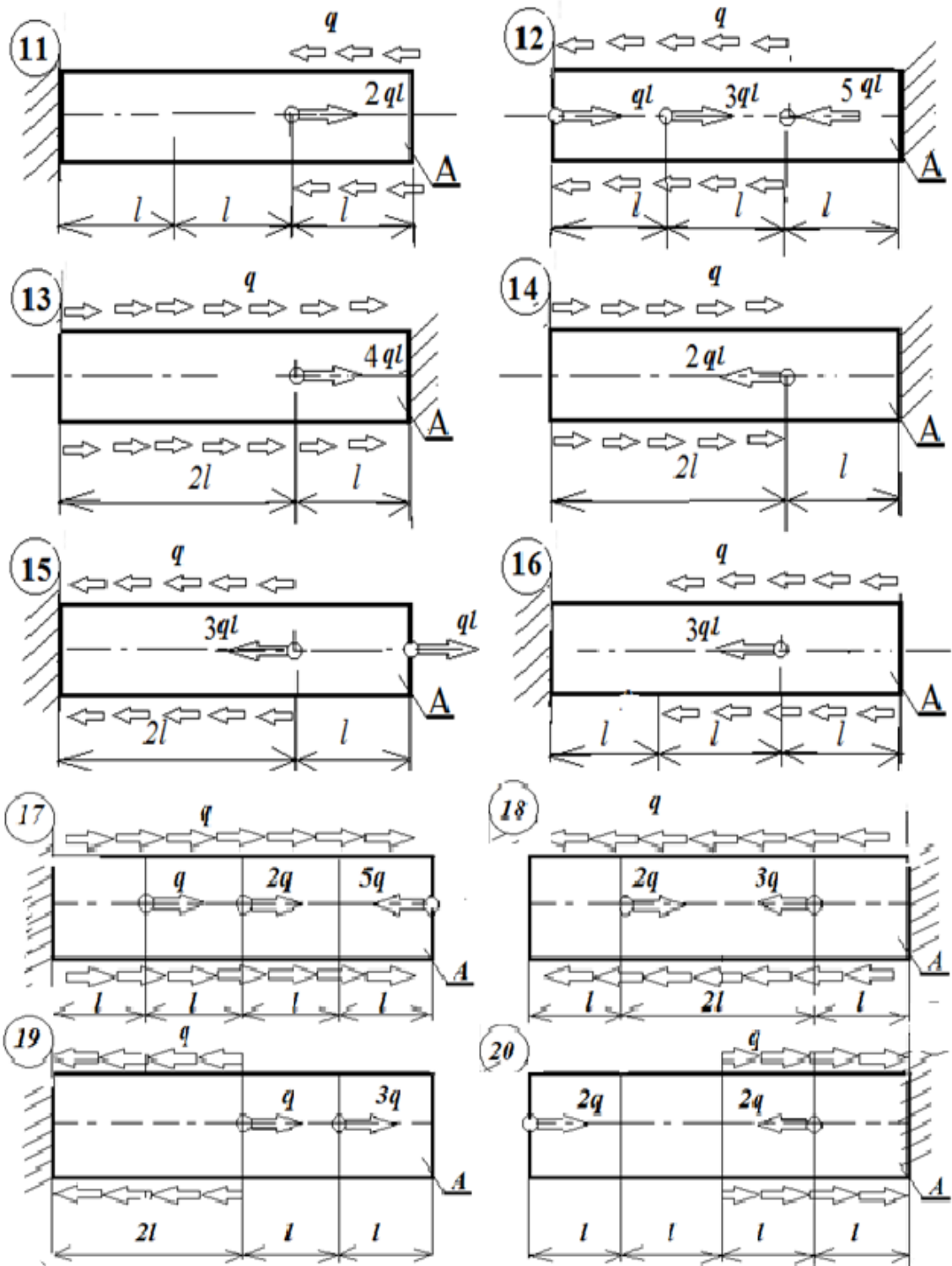


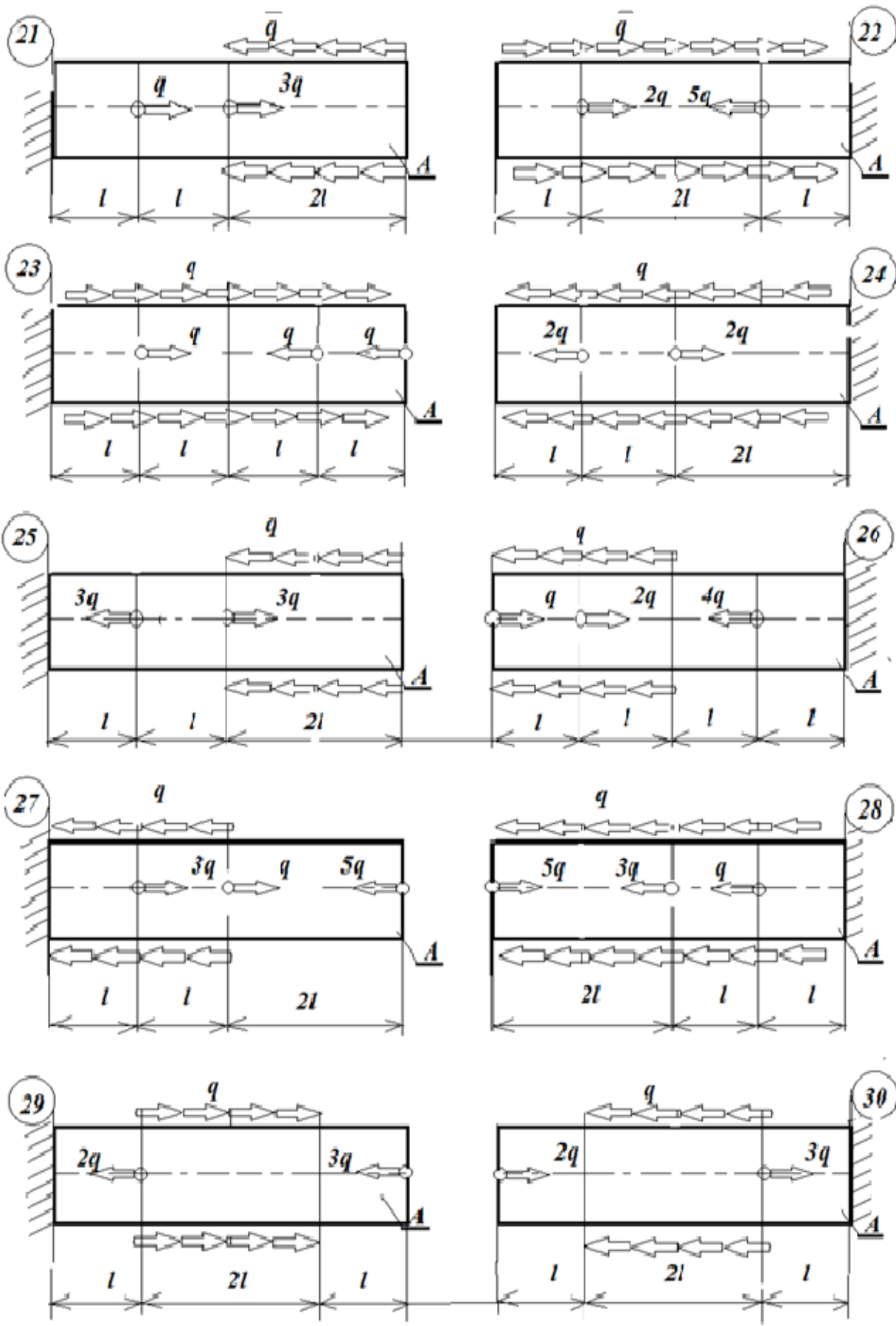


Задача №3.

Таблица 5

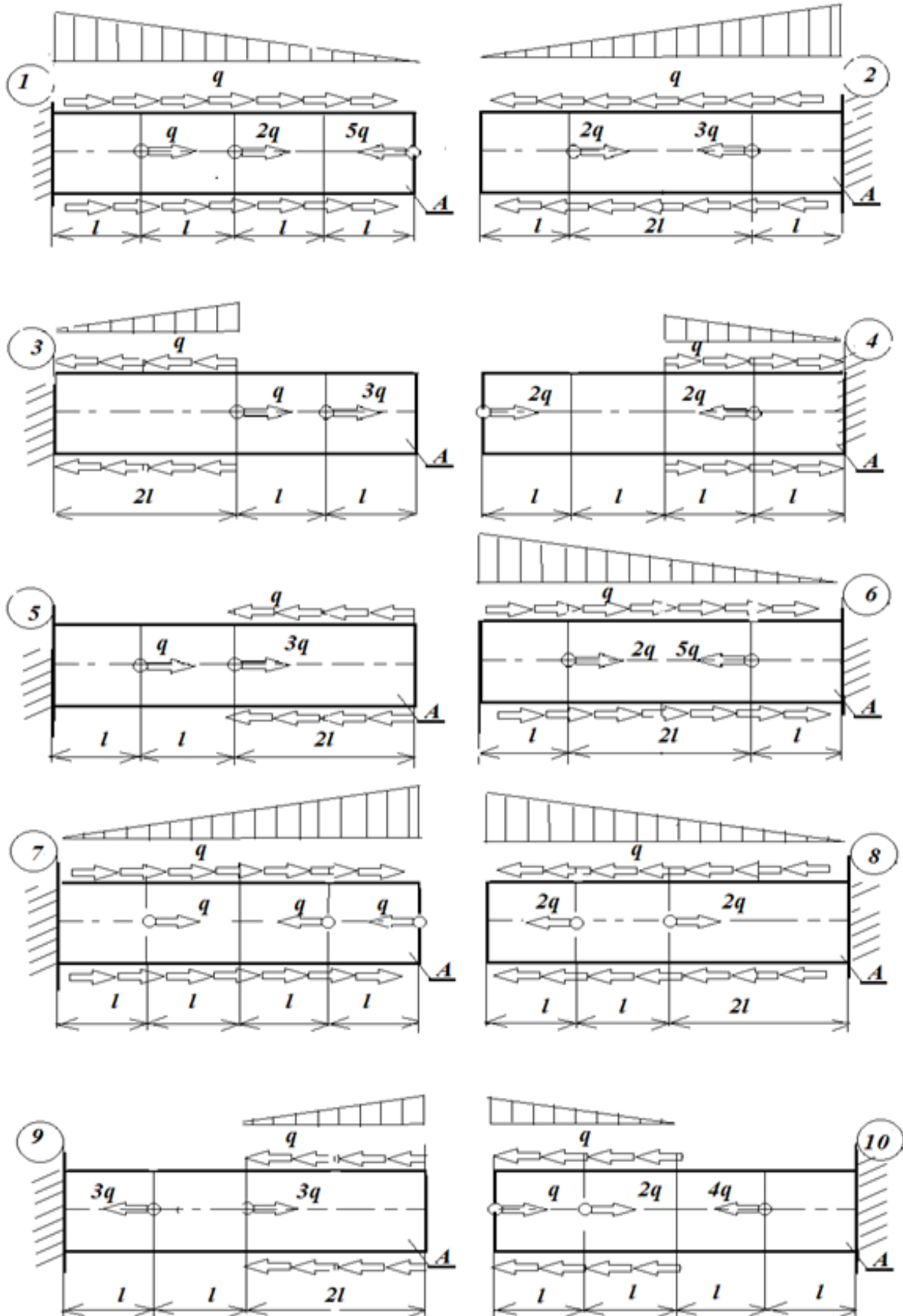


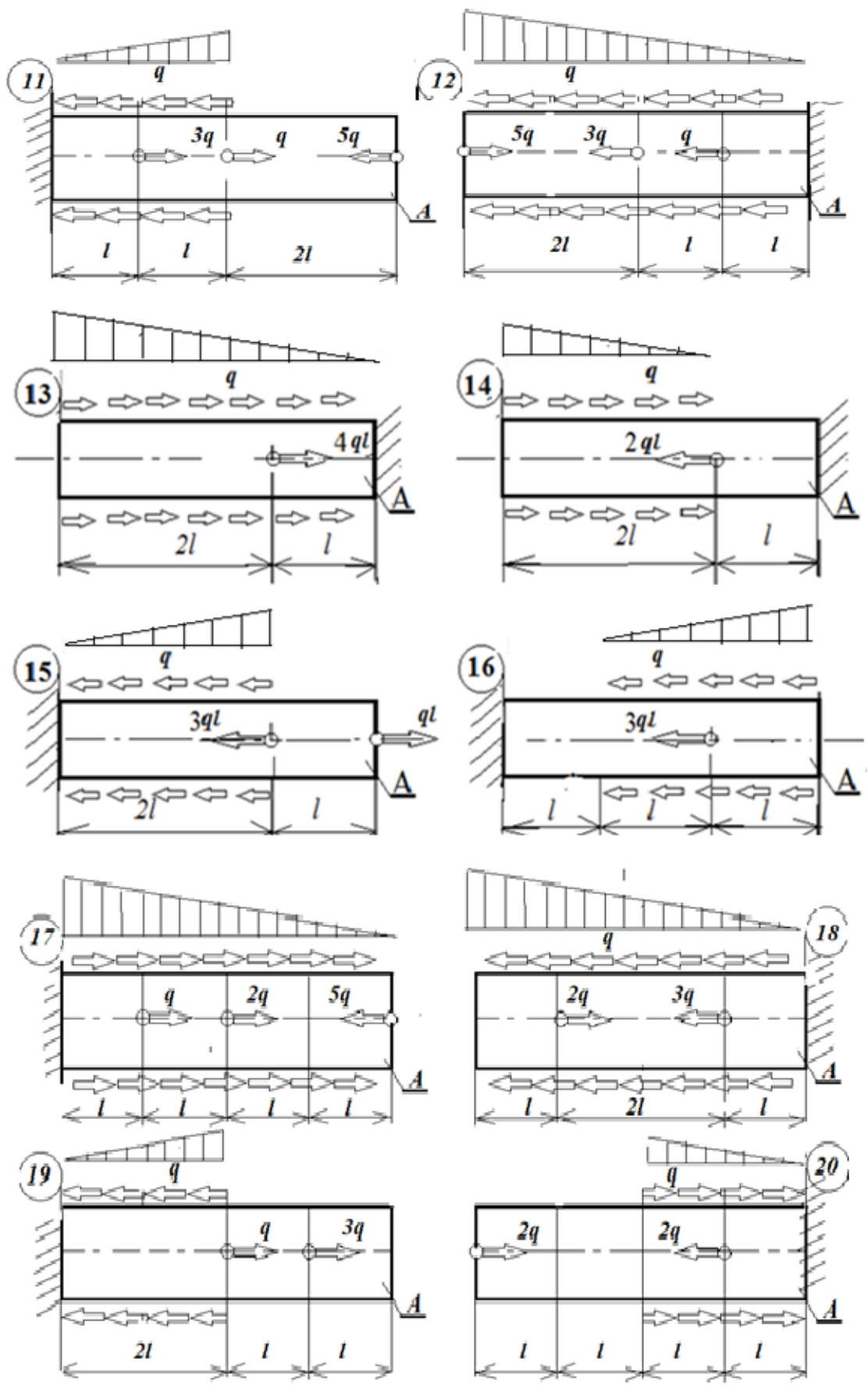




Задача №4.

Таблица 6





Первичные данные для задач 1, 2, 3, 4

Таблица 7

№	Наименование величин	Единица измерения.	Варианты исходных данных									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	Длина элемента (l)	м.	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	0,5	0,6	0,8
2.	Интенсивность распределенной нагрузки (q)	кН/м	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
4.	Углы стержневой системе (град)	φ_1	30	30	40	40	50	50	60	60	45	45
		φ_2	60	60	50	50	40	40	30	30	45	45
5.	Сосредоточенная сила (F)	кН	$F = q \cdot l$									
6.	Пара сил перпендикулярная оси бруса ($m=ql$)	кНм	25	30	35	50	45	50	55	60	65	20
7.	Пара сил плоскости чертежа (M)	кНм	$M = ql^2$									
8.	Допускаемое нормальное напряжение	МПа	$[\sigma]=160$									
9.	Допускаемое касательное напряжение	МПа	$[\tau]=70$									
10.	Модуль упругости I- рода. E	МПа	$E = 2 \cdot 10^5$									
11	Модуль сдвига II- рода G	МПа	$G = 8 \cdot 10^4$									
12	Соотношения α	$\alpha=h/b$	1,2	1,4	1,5	1,8	2	2,2	2,4	2,5	2,8	3

2.2. Пример выполнения задачи №1

Задача №1

Условие:

Стальной ступенчатый брус нагружен системой сосредоточенных сил, действующих вдоль оси, как показано на рисунке (рис. а).

Требуется:

– Определить продольные силы, нормальные напряжения и линейные перемещения поперечных сечений бруса;

– Построить эпюры продольных сил, напряжений и перемещений

$$N(z); \sigma(z); \lambda(z)$$

Из расчета на прочность определить размеры поперечных сечений

каждой ступени, принимая их сплошными, круглыми.

Исходные данные:

- | | |
|--------------------------|--------------------------------------|
| – нагрузка | $F = 60 \text{ кН};$ |
| – длина | $l = 1,2 \text{ м};$ |
| – допускаемое напряжение | $[\sigma] = 140 \text{ МПа};$ |
| – модуль упругости | $E_{ст} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$ |

Решение:

1. Определение продольных сил и построение эпюры $N=f(z)$.

Мысленно отбросив опору и заменив ее силой реакции R_E , составляем уравнение равновесия для бруса, из которого определяем реакцию в заделке. Реакцию предполагаем растягивающей (рис.б).

$$\sum F_z = 0; \quad F - 2,5F + 2F - R_E = 0; \quad R_E = 0,5F$$

Знак «плюс» обозначает, что предполагаемое направление реакции правильное.

Брус имеет три участка. Границами участков служат точки приложения сил. Нумеруем участки. Продольные силы определяем методом сечений. Неизвестную продольную силу в сечении предполагаем растягивающей (рис.в).

1 УЧАСТОК, сечение 1-1

$$\sum F_{z(1-1)} = 0; -N(z) + F = 0; N_1(z) = F \text{ (растяжения).}$$

УЧАСТОК, сечение 2-2

$$\sum F_{z(2-2)} = 0$$

$$-N_2(z) - 2,5F + F = 0; N_2(z) = F - 2,5F = -1,5F \text{ (сжатия)}$$

УЧАСТОК, сечение 3-3

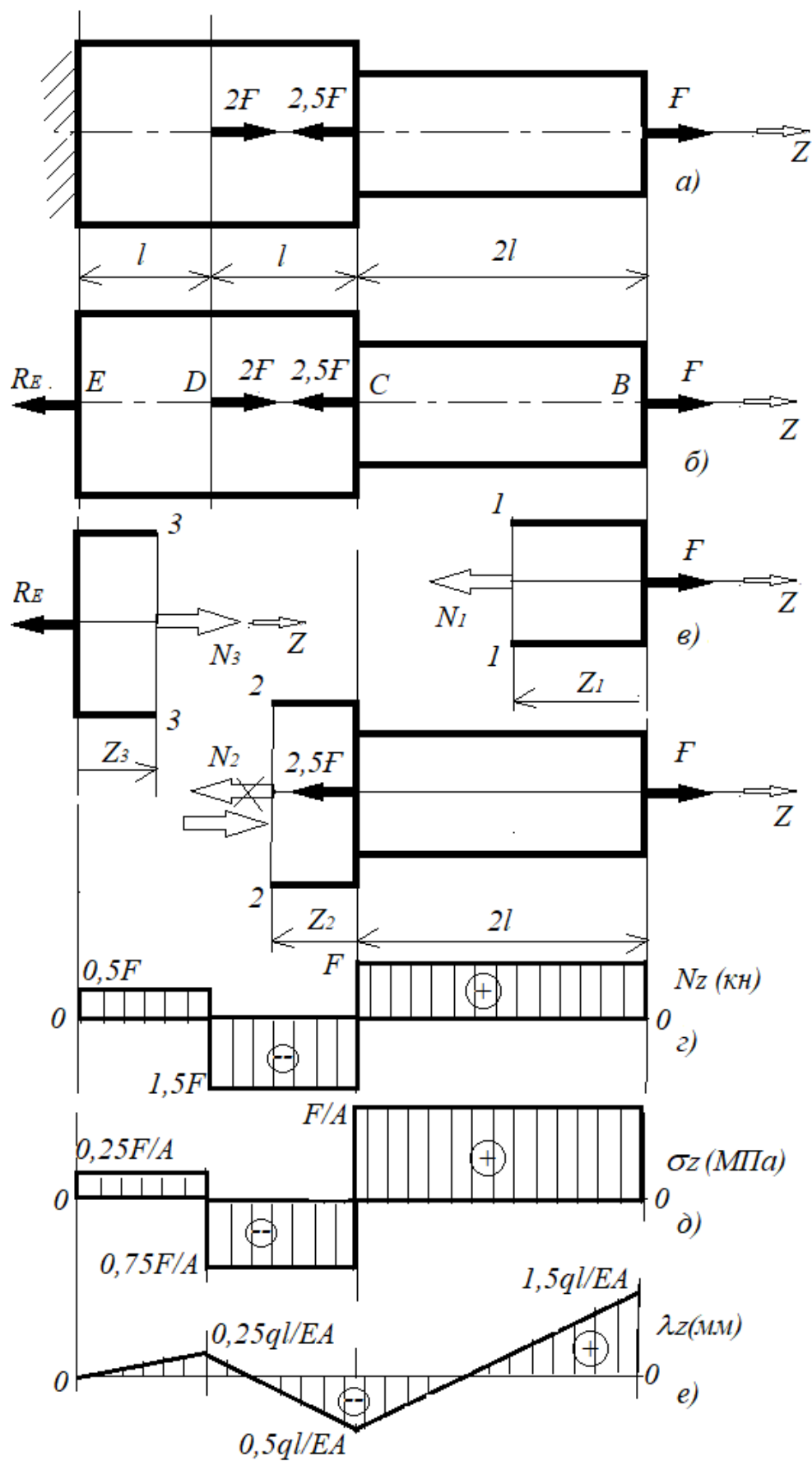
$$\sum F_{z(3-3)} = 0$$

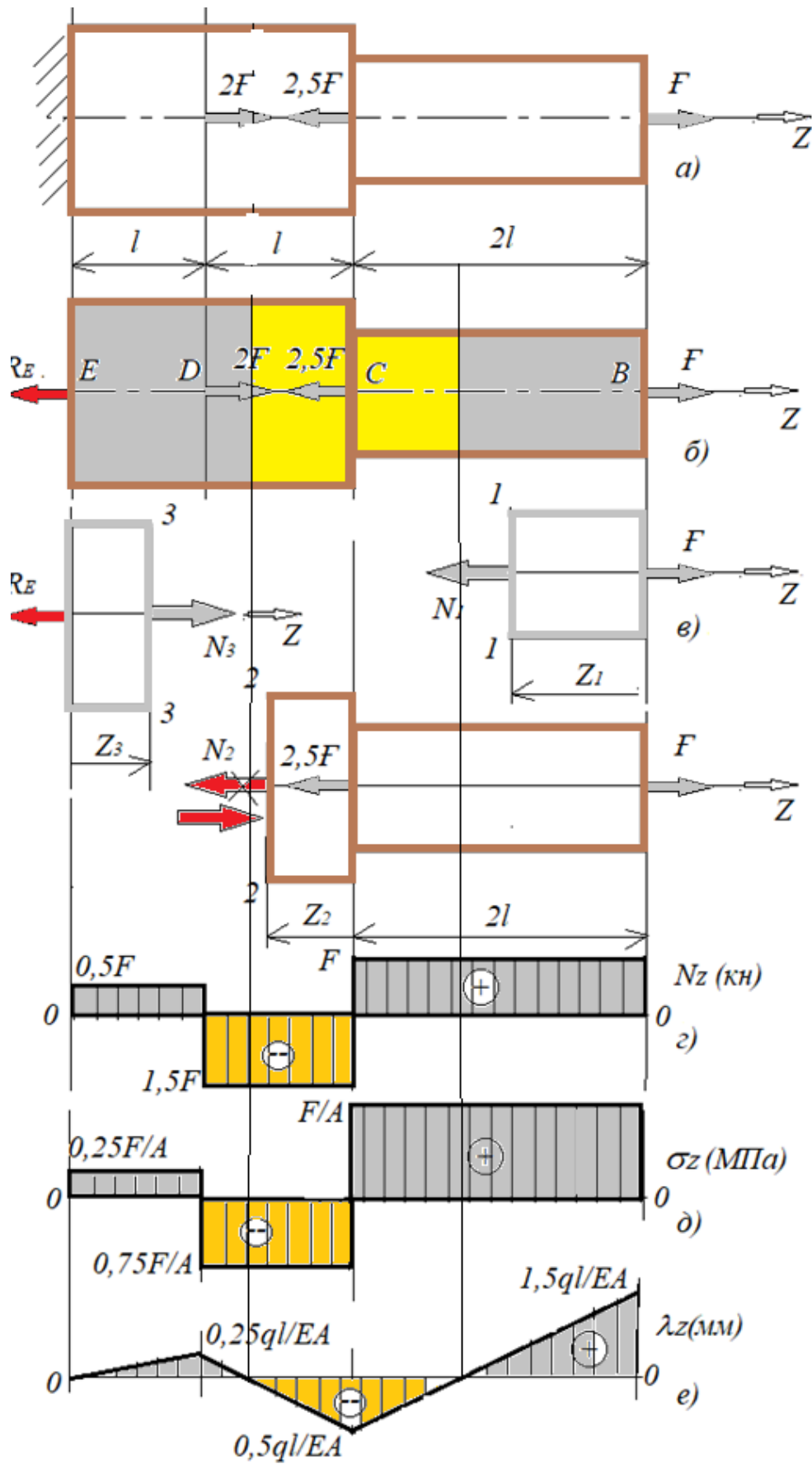
$$-R_e + N_3(z) = 0; N_3(z) = R_e = 0,5F \text{ (растяжения).}$$

По найденным значениям строим эпюру продольных сил, т.е. график $N(z)$. При этом принимают определенный масштаб, как по длине бруса, так и для ординат. На рисунке $1(z)$ одна единица длины l принята 25 мм, а единица силы F – 10 мм.

2. Определение напряжений и построение эпюры $\sigma(z)$

Поскольку продольные силы на участках постоянные, но и нормальные напряжения в любом сечении участка будут одинаковы. Напомним, что при осевом растяжении или сжатии в самом поперечном сечении нормальные напряжения распределены равномерно.





Рисунок

$$1\text{- УЧАСТОК} \quad \sigma_{z1} = \frac{N_1(z)}{A_1} = \frac{F}{A};$$

$$2\text{- УЧАСТОК} \quad \sigma_{z2} = \frac{N_2(z)}{A_2} = \frac{-1.5F}{2A} = -0.75 \frac{F}{A}$$

$$3\text{- УЧАСТОК} \quad \sigma_{z3} = \frac{N_3(z)}{A_3} = \frac{0.5F}{2A} = 0.25 \frac{F}{A}$$

По найденным значениям строим эпюру (рис. 1.д). При этом принимаем определенный масштаб для напряжений. Например, одна единица напряжения F/A принята равной 20 мм на чертеже.

3. Определение перемещения поперечных сечений и построения эпюры $\lambda(z)$.

Определим перемещения характерных сечений, т.е. сечений на границах участков В, С, D, E. Сразу же отметим, что перемещение сечения E (заделки) равно нулю

$$\lambda_E(z) = 0$$

Перемещение остальных точек удобно определить по отношению к неподвижному сечению.

3- УЧАСТОК: $0 \leq Z_3 \leq l$

$$\lambda_D(z) = \lambda_E(z) + \Delta l_3(z_3) = 0 + \frac{N_3(z) \cdot Z_3}{E \cdot A_3} = \frac{0,5F \cdot Z_3}{E \cdot 2A} = 0,25 \frac{F \cdot Z_3}{E \cdot A}$$

При постоянных продольных силах перемещения линейно зависят от расстояния. Поэтому достаточно вычислить перемещения в двух точках в начале и конце участка.

$$\lambda_D(z_3 = 0) = 0 \quad \text{и} \quad \lambda_D(z_3 = l) = 0,25 \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

2 УЧАСТОК: $0 \leq Z_2 \leq l$

$$\lambda_C(z) = \lambda_D(z_2) + \Delta l_2(z_2) = 0,25 \cdot \frac{F \cdot l}{E \cdot A} + \frac{N_2(z) \cdot Z_2}{E \cdot A_2} = 0,25 \frac{F \cdot l}{E \cdot A} + 1,5 \frac{F \cdot Z_2}{E \cdot 2A}$$

$$\lambda_C(z_2 = 0) = 0,25 \frac{F \cdot l}{E \cdot A} \quad \text{и} \quad \lambda_C(z_2 = l) = -0,5 \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

1 УЧАСТОК: $0 \leq Z_1 \leq 2l$

$$\lambda_B(z) = \lambda_C(z_1) + \Delta l_1(z_1) = -0,5 \frac{F \cdot l}{E \cdot A} + \frac{N_1(z) \cdot Z_1}{E \cdot A_1} = 0,5 \frac{F \cdot l}{E \cdot A} + \frac{F \cdot Z_1}{E \cdot A}$$

$$\lambda_B(z_1 = 0) = 0,5 \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

и

$$\lambda_B(z_1 = 2l) = -0,5 \frac{F \cdot l}{E \cdot A} + \frac{F \cdot 2l}{E \cdot A} = 1,5 \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

По этим данным строим эпюру $\Delta\lambda(Z)$, причем для ординат $\Delta\lambda(Z)$ принят также определенный масштаб. На рис. 2.2.е одна единица перемещения $\frac{F \cdot l}{E \cdot A}$ принята равным 25 мм на чертеже.

Эпюры $\Delta\lambda(Z)$ используются в расчетах на жесткость. Вычисляем перемещение свободного конца бруса:

$$\lambda_B = 1,5 \frac{F \cdot l}{E \cdot A} = 1,5 \cdot \frac{60 \cdot 1,2}{2 \cdot 10^5 \cdot 430} = 1,5 \cdot \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 430} = 0,837 \text{ мм}$$

где площадь поперечного сечения принята $A=430 \text{ мм}^2$.

4. Определение размеров поперечного сечения бруса

По эпюре напряжения (рис.д) видно, что наибольшие напряжения возникают на первом участке, причем все сечения здесь равно опасны. Запишем условие прочности для первого участка:

Из условия прочности определяем площади поперечных сечений бруса и их диаметры.

$$\sigma_{\max} \leq \frac{F}{A} \leq [\sigma] \quad A \geq \frac{F}{[\sigma]} = \frac{60 \cdot 10^3}{140} = 428,5 \text{ мм}^2$$

Принимаем $A_1 = 430 \text{ мм}^2$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 430}{3,14}} = 23,4 \text{ мм}$$

$$A_2 = 2A_1 = 860 \text{ мм}^2$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4A_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 860}{3,14}} = 33,098 \text{ мм}$$

2.3. Пример выполнения задачи №2.

Задача №2.

Условие:

Абсолютно жесткий брус AB укреплен в точке B шарнирно к стене, а в точке A с помощью трех стержней подвешен к верхней опоре (рис 2.3.а). Крепления всех стержней шарнирные. Поперечные сечения стержней указаны на рисунке. На брус AB действует равномерно распределенная нагрузка интенсивностью q .

Требуется:

Определить размеры поперечных сечений стержней 1, 2, 3, на условиях их равноправности.

Исходные данные:

- интенсивность распределенной нагрузки $q = 50 \text{ кН/м}$
- длина $l = 1,2 \text{ м}$
- углы стержней в системе $\varphi_1 = 60^\circ, \varphi_2 = 30^\circ, \beta = 45^\circ$
- допускаемое напряжение для материала $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$
- модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Решение.

1. Рассмотрим равновесие абсолютно жесткого бруса **АВ**. Для этого отбросим связи и заменим их силами реакций. В точке **В** имеем две составляющие реакции, а в точке **А** реакция направлена по стержню 1 (рис 2.2.б). Таким образом, на брус действует плоская система сил $N, B_x, B_y, 2ql$, для которой можно составить три уравнения равновесия. Этих уравнений достаточно для определения трех неизвестных усилий.

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} = 0 & \quad B_x - N_1 \cdot \cos 45^\circ \\ \sum F_{iy} = 0 & \quad B_y - N_1 \cdot \sin 45^\circ - 2ql = 0 \\ \sum M_B = 0 & \quad 2ql \cdot l - N_1 \cdot \sin 45^\circ \cdot 2l = 0 \end{aligned}$$

В связи с тем, что в задаче не требуется определить реакцию в шарнире **В**, для определения усилия в стержне 1 достаточно воспользоваться одним уравнением моментов относительно шарнире **В**, из которого:

$$N_1 = \frac{2ql^2}{2 \cdot l \cdot \sin 45^\circ} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 1,2^2 \cdot 10^3}{2 \cdot 1,2 \cdot 0,707} = 85000 \text{ н} = 85 \text{ кН}$$

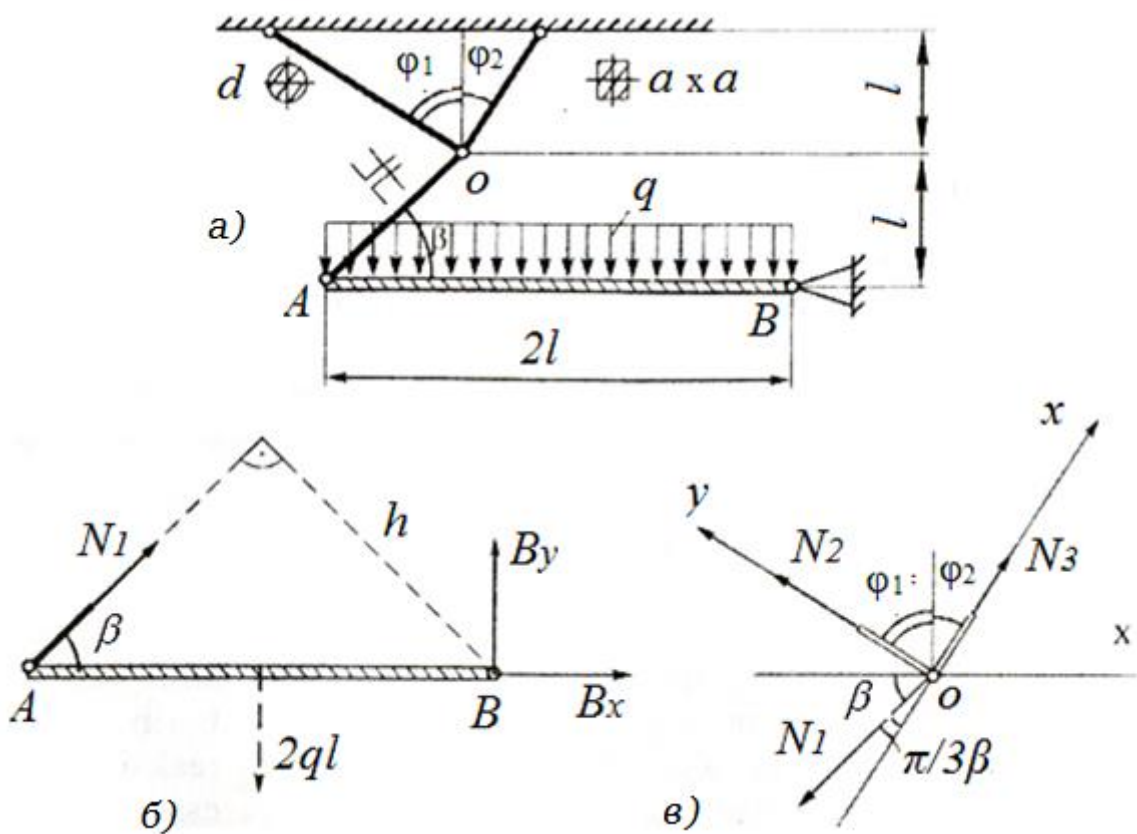


Рис. 2.3.

2. Рассмотрим равновесие точки O . Для чего также освободим ее от связей, а вместо них приложим силы реакций (рис 2.3.в). Точка O находится, в равновесии под действием трех сходящихся сил N_1 , N_2 , N_3 . Для такой системы можно составить два уравнения равновесия, что будет достаточно для определения усилий N_2 , N_3 .

Выбираем систему координат. Так как углы φ_1 и φ_2 в сумме составляют 90° , то удобно оси X и Y направить по направлению усилий N_2 и N_3 .

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} = 0 & & N_3 - N_1 \cdot \cos 15^\circ = 0 \\ \sum F_{iy} = 0 & & N_2 + N_1 \cdot \cos 75^\circ = 0 \end{aligned}$$

Откуда:

$$\begin{aligned} N_3 &= N_1 \cdot \cos 15^\circ = 85 \cdot 0,966 = 82,1 \text{ кН} \\ N_2 &= -N_1 \cdot \cos 75^\circ = 85 \cdot 0,259 = 22 \text{ кН} \end{aligned}$$

3. Используя условия прочности, определяем площади поперечных сечений стержней 1, 2, 3 и их размеры:

$$\sigma_{\max} \leq \frac{F}{A} \leq [\sigma]$$

$$A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{85 \cdot 10^3}{140} = 608 \text{ мм}^2 \quad a = 24,2 \text{ мм}$$

$$A_2 = \frac{N_2}{[\sigma]} = \frac{22 \cdot 10^3}{140} = 157 \text{ мм}^2 \quad d = 14,2 \text{ мм}$$

$$A_3 = \frac{N}{[\sigma]} = \frac{82,1 \cdot 10^3}{140} = 586 \text{ мм}^2$$

Соответствует уголок 40X40X4 (по ГОСТ8239 – 72)

2.4. Пример выполнения задачи №3

Задача №3.

Условие:

Стальной стержень с постоянной жесткостью $EA = \text{const.}$ нагружен системой сосредоточенных сил и распределенной, действующей вдоль оси, нагрузкой (рис. 2.4.).

Требуется:

–определить и построить эпюры продольной силы $N(z)$ и линейного перемещения $\lambda(z)$;

–Из расчета на прочность определить размеры поперечного сечения стержня, принимая его круглым;

–определить полную деформацию.

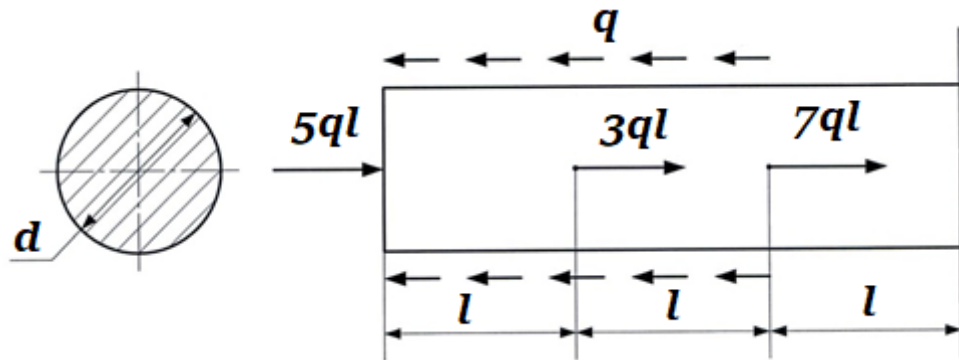


Рис. 2.4.

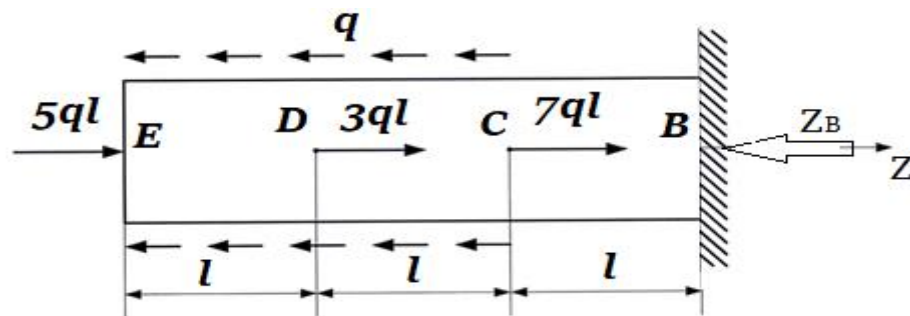
Дано:

- интенсивность распределенной нагрузки $q = 60 \text{ кН/м};$
- длина $l = 1,5 \text{ м};$
- допускаемое рапряжение для материала стержней $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$
- модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа} .$

Найти: $N(z), \lambda(z), \lambda_{BE}(z), d = ?$

Решение:

Для решения данной задачи применим метод сечений, но сначала определим реакцию опоры Z_B из уравнения:

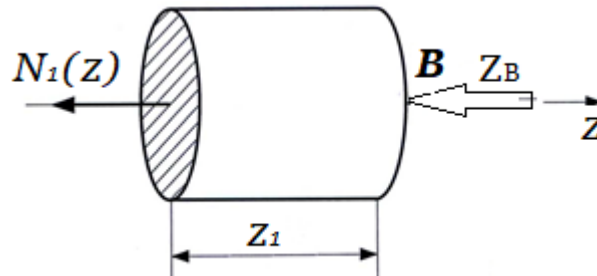


$$\sum F_Z = 0; -Z_B + 5ql + 3ql + 7ql - 2ql = 0;$$

$$-Z_B = -13ql; \quad Z_B = 13ql;$$

Разделим тело на три участка – BC – первый, CD – второй, DE – третий.

На каждом из участков проведем сечение перпендикулярное оси z .
Рассмотрим первый участок BC :



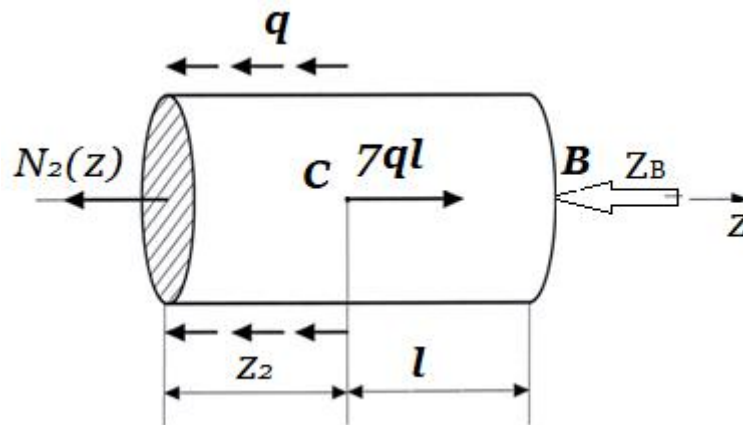
Отбрасываем левую часть участка, при этом в сечении возникает внутренняя

продольная сила $N_1(z_1)$, где $0 \leq z_1 \leq l$ Определим $N_1(z_1)$

$$\sum F_z = 0; \quad -N_1(z_1) - Z_B = 0; \quad N_1(z_1) = -Z_B;$$

$$N_1(z_1) = 13ql;$$

Рассмотрим второй участок CD :

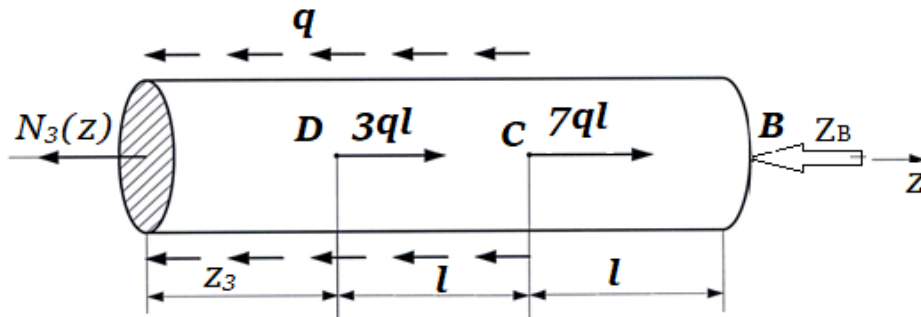


Отбрасываем левую часть участка, при этом в сечении возникает внутренняя продольная сила $N_2(z_2)$, где $0 \leq z_2 \leq l$. Определим $N_2(z_2)$

$$\sum F_z = 0; \quad -N_2(z_2) - Z_B + 7ql - qz_2 = 0; \quad N_2(z_2) = 7ql - 13ql - qz_2;$$

$$N_2(z_2) = -6ql - qz_2; \quad N_2(0) = -6ql; \quad N_2(z_2) = -7ql;$$

Рассмотрим третий участок DE :



Отбрасываем правую часть участка, при этом в сечении возникает внутренняя продольная сила $N_3(z_3)$, где $0 \leq z_3 \leq l$

Определим

$$\begin{aligned} \sum F_Z = 0; \quad & -N_3(z_3) + 3ql + 7ql - Z_B - q(l + z_3) = 0; \\ & -N_3(z_3) + 10ql - 13ql - ql + qz_3 = 0; \\ & N_3(z_3) = -4ql - qz_3; \quad N_3(0) = -4ql; \quad N_3(l) = -5ql; \end{aligned}$$

Определим удлинение стержня:

Для этого примем удлинение точки B равным нулю, то есть $\lambda_B = 0$, тогда удлинение точки C можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \lambda_C &= \lambda_B + \int_0^l \frac{N_1(z)}{E \cdot A} \cdot dz = 0 - \int_0^l \frac{13ql \cdot qz}{E \cdot A} = -\frac{13ql}{E \cdot A} z \Big|_0^l \\ \lambda_C(z_1 = 0) &= 0 \quad \lambda_C(z_1 = l) = -\frac{13ql^2}{E \cdot A} \end{aligned}$$

Удлинение точки D :

$$\begin{aligned} \lambda_D &= \lambda_C + \int_0^l \frac{N_2(z)}{E \cdot A} dz = -\frac{13ql^2}{E \cdot A} - \int_0^l \frac{(6ql + qz)}{E \cdot A} dz = \frac{13ql^2}{E \cdot A} - \left(\frac{6ql}{E \cdot A} z + \frac{qz^2}{2E \cdot A} \right) \Big|_0^l \\ \lambda_D(z_2 = 0) &= -\frac{13ql^2}{E \cdot A} \quad \lambda_D(z_2 = l) = -\frac{13ql^2}{E \cdot A} - \frac{6ql^2}{E \cdot A} - \frac{ql^2}{2E \cdot A} = -\frac{19,5ql^2}{E \cdot A} \end{aligned}$$

Удлинение точки **E**

$$\lambda_E = \lambda_D + \int_0^l \frac{N_3(z)}{E \cdot A} \cdot dz_3 = -\frac{19,5ql^2}{E \cdot A} - \int_0^l \frac{(4ql + qz_3)}{E \cdot A} dz_3 = -\frac{19,5ql^2}{E \cdot A} - \left(\frac{4ql}{E \cdot A} z + \frac{qz_3^2}{2E \cdot A} \right) \Big|_0^l$$

$$\lambda_D(z_3 = 0) = -\frac{19,5ql^2}{E \cdot A} \quad \lambda_D(z_3 = l) = -\frac{19,5ql^2}{E \cdot A} - \frac{4ql^2}{E \cdot A} - \frac{0,5ql^2}{E \cdot A} = -\frac{24ql^2}{E \cdot A}$$

Определим диаметр поперечного сечения:

Условие прочности при растяжении и сжатии:

$$\sigma_{\max} \leq \frac{|N_{\max}|}{A} \leq [\sigma] ,$$

где A площадь поперечного сечения A

$$A \geq \frac{|N_{\max}|}{[\sigma]} \quad A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Откуда

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad d = \sqrt{\frac{N_{\max}}{\pi \cdot [\sigma]}}$$

значит

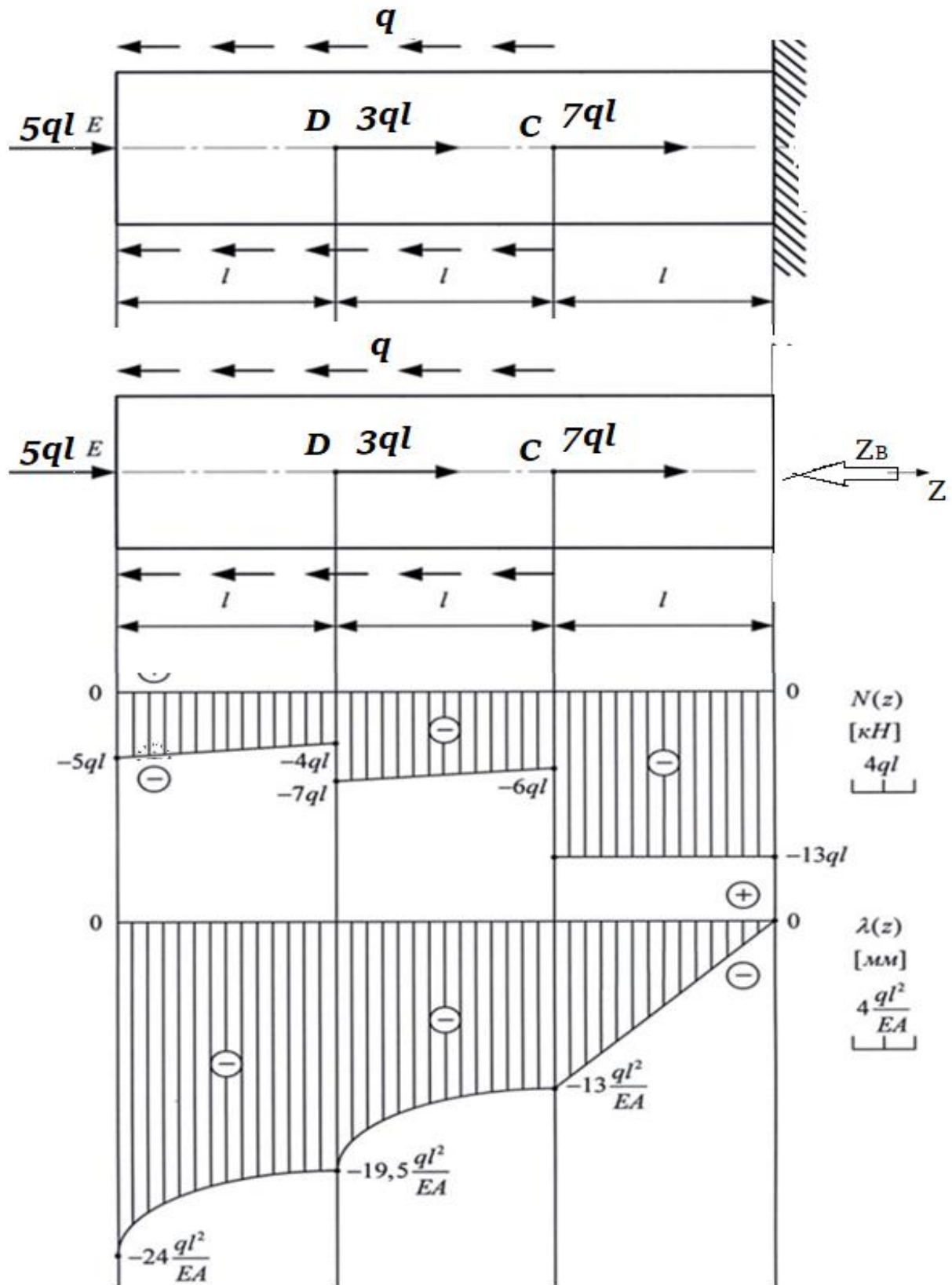
$$d = \sqrt{\frac{N_{\max}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{13ql}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{13 \cdot 60 \cdot 1,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 140}} = 119,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $d=125$ мм.

Полная деформация стержня

$$\lambda_{EB} = -\frac{24ql^2}{EA} = -\frac{96ql^2}{E \cdot \pi d^2} = -\frac{96 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 4}{2 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 125^2 \cdot 10^{-6}} = 2,35 \text{ мм}$$

Эпюры продольной силы $N(z)$ и линейного перемещения $\lambda(z)$.



2.5. Пример выполнения задачи №4

Задача №4

Условие:

Стальной стержень с постоянной жесткостью $EA = \text{const.}$ нагружен системой сосредоточенных и распределенной действующей вдоль оси, нагрузкой (рис. 2.5.).

Требуется:

– Определить и построить эпюры продольной силы $N(z)$ и линейного перемещения $\lambda_{BD}(z)$.

– Из расчета на прочность определить размеры поперечного сечения стержня, принимая его круглым.

– Определить полную деформацию

Дано:

– интенсивность распределенной нагрузки $q = 60 \text{ кН/м}$

– длина $l = 2 \text{ м}$,

– допускаемое напряжение для материала стержней

$$[\sigma] = 140 \text{ МПа}$$

– модуль упругости

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Найти: $N(z)$, $\lambda(z)$, $d = ?$

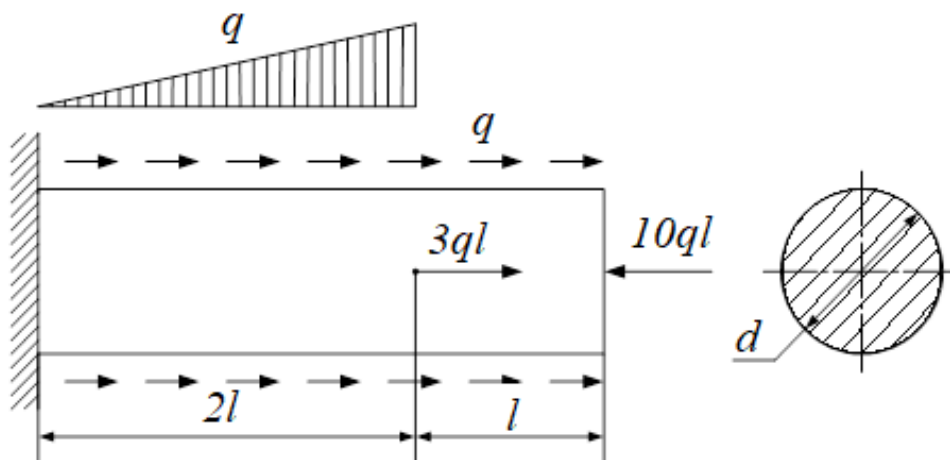
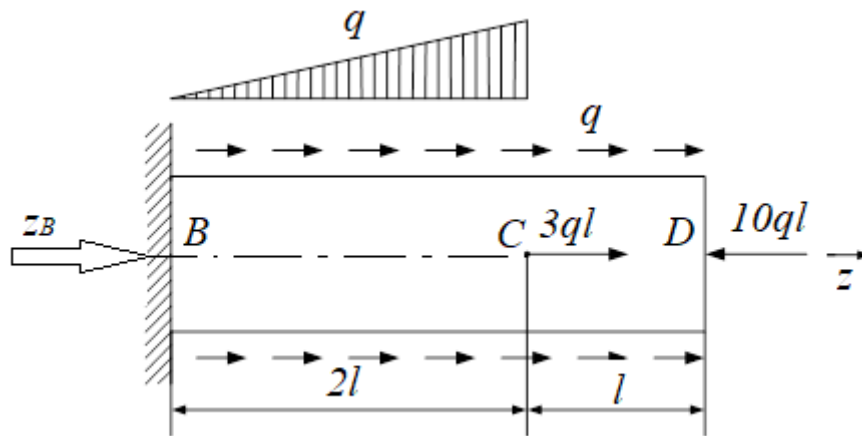


Рис. 2.5.

Решение:

Для решения данной задачи применим метод сечений, но сначала определим закон изменения распределенной нагрузки q . Из точки B нагрузка изменяется прямопропорционально к длине и

$$q(0) = 0, \quad q(2l) = q, \text{ значить} \quad q(z) = q \frac{z}{2l}$$



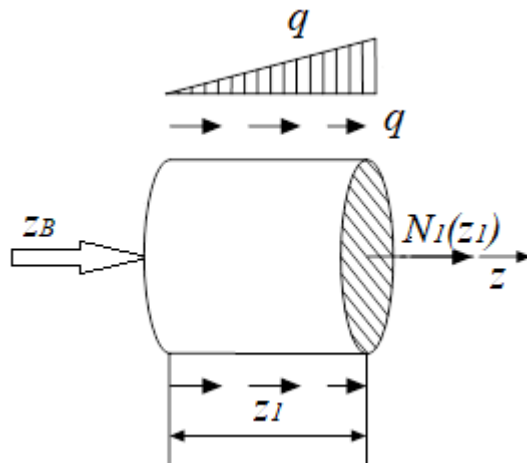
Определим реакцию опоры Z_B из уравнения:

$$\sum Z(F_i) = 0; \quad Z_B + 3ql - 10ql + \int_0^{2l} \frac{qz}{2l} dz + ql = 0;$$

$$Z_B = 6ql - \frac{qz^2}{4l} \Big|_0^{2l}; \quad Z_B = 5ql;$$

Разделим тело на два участка – BC – первый, CD – второй. На каждой из участков проведем сечение перпендикулярное оси z .

Рассмотрим первый участок BC .



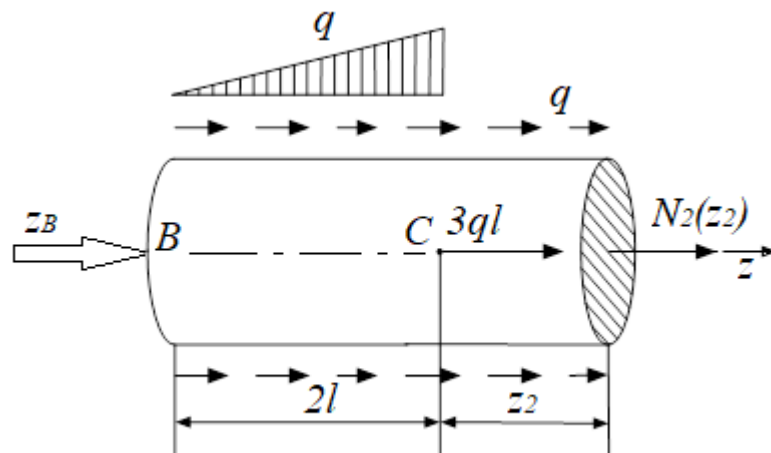
Отбрасываем правую часть участка, при этом в сечении, возникает внутренняя продольная сила $N_1(z_1)$, где $0 < z_1 < 2l$.

Определим $N_1(z_1)$

$$N_1(z_1) + Z_B + \int_0^{z_1} \frac{qz}{2l} dz = 0; \quad N_1(z_1) = -Z_B - \frac{qz^2}{4l} \Big|_0^{z_1} = -5ql - \frac{qz_1^2}{4l};$$

$$N_1(0) = -5ql; \quad N_1(2l) = -5ql - \frac{4}{4}ql = -6ql;$$

Рассмотрим второй участок **CD**:



Отбрасываем левую часть участка, при этом в сечении возникает внутренняя продольная сила $N_2(z_2)$, где $0 < z_2 < l$.

Определим $N_2(z_2)$

$$N_2(z_2) + Z_B + 3ql + \int_0^{2l} \frac{qz}{2l} dz + qz_2 = 0; \quad N_2(z_2) + 5ql + 3ql + ql + qz_2 = 0;$$

$$N_2(z_2) = -9ql - qz_2; \quad N_2(0) = -9ql; \quad N_2(l) = -9ql - ql = -10ql;$$

Определим удлинение стержня:

Для этого примем удлинение точки B равным нулю, то есть $\lambda_B = 0$, тогда удлинение точки C можно представить в виде:

$$\lambda_C = \lambda_B + \int_0^{2l} \frac{N_1(z)}{EA} dz = 0 - \frac{1}{EA} \int_0^{2l} \left(5ql + \frac{qz^2}{4l} \right) dz = -\frac{1}{EA} \left(5qlz + \frac{qz^3}{12l} \right) \Bigg|_0^{2l};$$

$$\lambda_C(0) = 0; \quad \lambda_C(2l) = -\frac{1}{EA} \left(10ql^2 + \frac{8}{12} ql^2 \right) = -\frac{10,67ql^2}{EA};$$

Удлинение точки D :

$$\begin{aligned} \lambda_D &= \lambda_C(2l) + \int_0^l \frac{N_2(z)}{EA} dz = -\frac{10,67ql^2}{EA} - \frac{1}{EA} \int_0^l (9ql + qz) dz = \\ &= -\frac{10,67ql^2}{EA} - \frac{1}{EA} \left(9qlz + \frac{qz^2}{2} \right) \Bigg|_0^l; \quad \lambda_D(0) = -\frac{10,67ql^2}{EA}; \end{aligned}$$

$$\lambda_D(l) = -\frac{10,67ql^2}{EA} - \frac{1}{EA} \left(9ql^2 + \frac{1}{2} ql^2 \right) = -\frac{20,17ql^2}{EA};$$

Определим диаметр поперечного сечения из условия прочности при растяжении и сжатии:

$$\sigma_{\max}(z) \leq \frac{|N_{\max}|}{A} \leq [\sigma_{cm}]$$

Здесь $A = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь поперечного сечения $d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$

$$A \geq \frac{|N_{\max}|}{[\sigma_{cm}]} \quad d \geq 2 \sqrt{\frac{|N_{\max}|}{\pi \cdot [\sigma_{cm}]}}$$

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{10ql}{\pi \cdot [\sigma_{cm}]}} = 2 \sqrt{\frac{10 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 2}{3,14 \cdot 140}} = 104,5 \text{ мм}$$

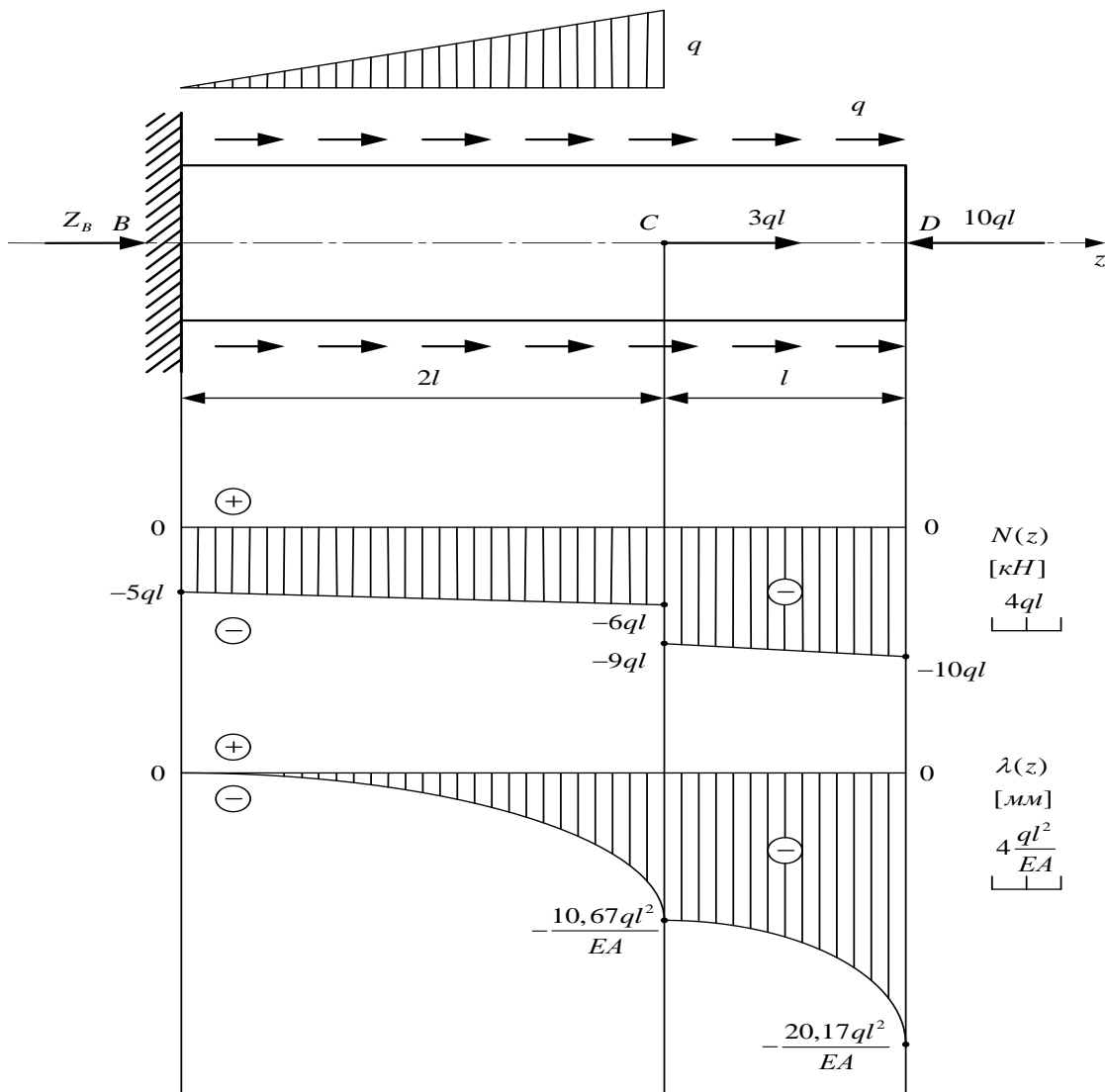
Выбираем $d=110\text{мм}$, по стандартному ряду.

Полная деформация стержня равна

$$\lambda_{DB} = -\frac{20,17ql^2}{EA} = -\frac{80,68ql^2}{\pi Ed^2} = -\frac{80,68 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 110^2 \cdot 10^{-6}} = 2,54 \text{ мм}$$

Эпюры продольной силы $N(z)$ и линейного перемещения

$\lambda_{BD}(z)$.



3. РАСЧЕТ БРУСЬЕВ И СТЕРЖНЕЙ ПРИ КРУЧЕНИИ

3.1. Исходные понятия

Кручением называется такой вид деформации, при котором в любом поперечном сечении бруса возникает только крутящий момент.

Деформации кручения возникают, если к прямому брусу в плоскостях, перпендикулярных оси, приложить пары сил. Момент этих пар будем называть вращающими. Вращающий момент обозначается буквой T .

Относительным углом закручивания φ_0 называется отношение угла закручивания φ_z расстоянию z данного сечения от заделки. Если брус длиной l имеет постоянное сечение и нагружен скручивающим моментом на конце (т.е. состоит из одного участка), то

$$\varphi_0 = \frac{\varphi_z}{z} = \frac{\varphi}{l} = const$$

Крутящий момент в любом поперечном сечении численно равен алгебраической сумме внешних моментов, приложенных к брусу справа или слева от сечения.

Эпюры крутящих моментов дают возможность определить опасное сечение. В частности, если брус имеет постоянное поперечное сечение, то опасным будут сечения на участке, где возникает наибольший крутящий момент.

Крутящий момент полагаем положительным, если при взгляде со стороны сечения результирующий момент внешних пар, приложенных к рассматриваемой части бруса, будет направлен против часовой стрелки, и наоборот.

Условие прочности бруса при кручении заключается в том, что наибольшее возникающее в нем касательное напряжение не должно

превышать допустимое. Расчетная формула на прочность при кручении имеет вид

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau]$$

и читается так: касательное напряжение в опасном сечении, вычисленное по формуле $\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}$ не должно превышать допустимое.

Допустимое напряжение при кручении выбирают в зависимости от допустимого напряжения при растяжении, а именно:

$$[\tau] = (0,55 - 0,60) [\sigma_r] \quad \text{для сталей}$$

$$[\tau] = (1,0 - 1,2) [\sigma_r] \quad \text{для чугунов}$$

Кроме прочности к валам предъявляется требование жесткости, заключающееся в том, что угол закручивания 1 м длины вала не должен превышать определенной величины во избежание, например, пружинения валов или потери точности ходовых винтов токарно-винторезных станков.

Допустимый угол закручивания 1 м длины вала задается в градусах и обозначается $[\varphi_0]$; расчетная формула на жесткость при кручении имеет вид

$$\varphi_0 = \frac{180 \cdot M_{bur}}{\pi \cdot G \cdot I_p} \leq [\varphi_0]$$

Величины допустимых углов закручивания зависят от назначения вала; их обычно принимают в следующих пределах: $[\varphi_0] = 0,25 \dots 1,0$ град/м

С помощью выведенных расчетных формул выполняются три вида расчетов конструкций на прочность и жесткость при кручении:

– проектный;

- проверочный;
- определение допустимой нагрузки.

3.2. Условия задач №5, №6.

Задача №5.

Стальной ступенчатый брус круглого поперечного сечения нагружен парами сил, действующими перпендикулярно оси, как показано на рисунке в задании. Номер задания и варианты исходных данных приведены в таблицах 3.1. и № 3.3.

Требуется:

- определить крутящие моменты по участкам и построить эпюру крутящих моментов;
- из условия прочности определить диаметр каждой ступени;
- определить углы закручивания поперечных сечений бруса и построить эпюру $\varphi = (z)$.

Задача №6.

Стальная балка круглого поперечного сечения нагружена парами сил, действующими перпендикулярно оси, как показано на рисунке в задании. Номер задания и варианты исходных данных приведены в таблицах № 3.2. и № 3.3.

Требуется:

- определить крутящие моменты по участкам и построить эпюру крутящих моментов;
- определить углы закручивания поперечных сечений бруса и построить эпюру $\Delta\varphi(z)$
- из условия прочности определить диаметр поперечного сечения балки;
- определить полное закручивание вала.

3.3. Система единиц и принятые обозначения.

Используется международная система единиц СИ.

Обозначение величин:

Система координат – правая, продольная ось – Z, оси в поперечном сечении – X, Y.

Нагрузка, внешняя сила – F.

Внешний вращающий момент (пара сил) – m.

Внутренние силовые факторы:

– продольная сила – $N(z)$,

– поперечные силы – Q_x, Q_y ;

– изгибающие моменты – M_x, M_y ;

– крутящий момент – T.

Моменты инерции плоского сечения:

Осевой- I_x, I_y

Полярный- I_p .

центробежный - I_{xy}

Моменты сопротивления осевые, полярный — W_x, W_y, W_p

Касательное напряжение — τ .

Допускаемое номинальное напряжение нормальное, касательное - $[\sigma], [\tau]$

Модуль сдвига — G.

Жесткость при кручении, при изгибе — GI_p, GI_x Угол закручивания бруса - φ

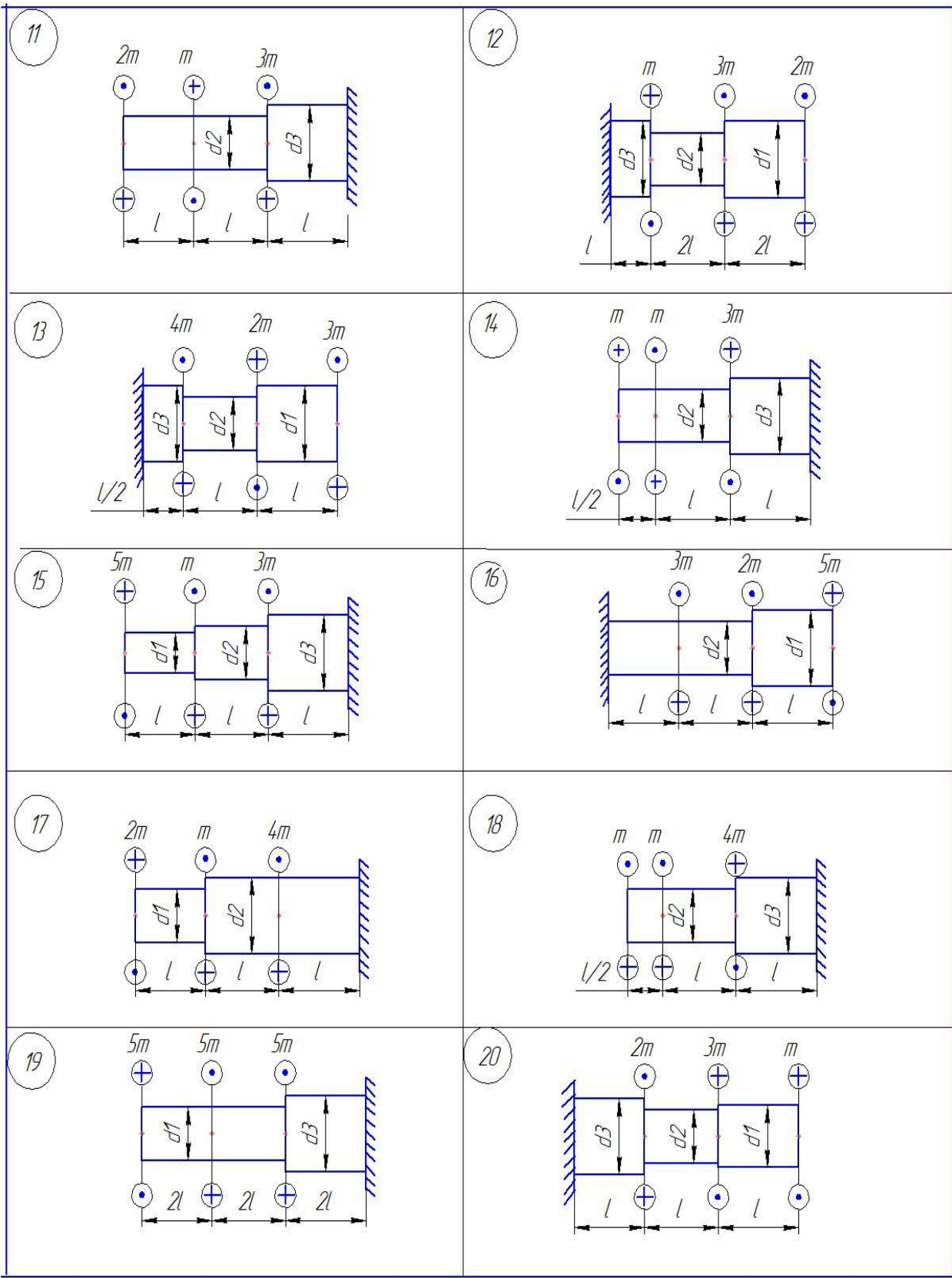
Вертикальное перемещение поперечного сечения — y

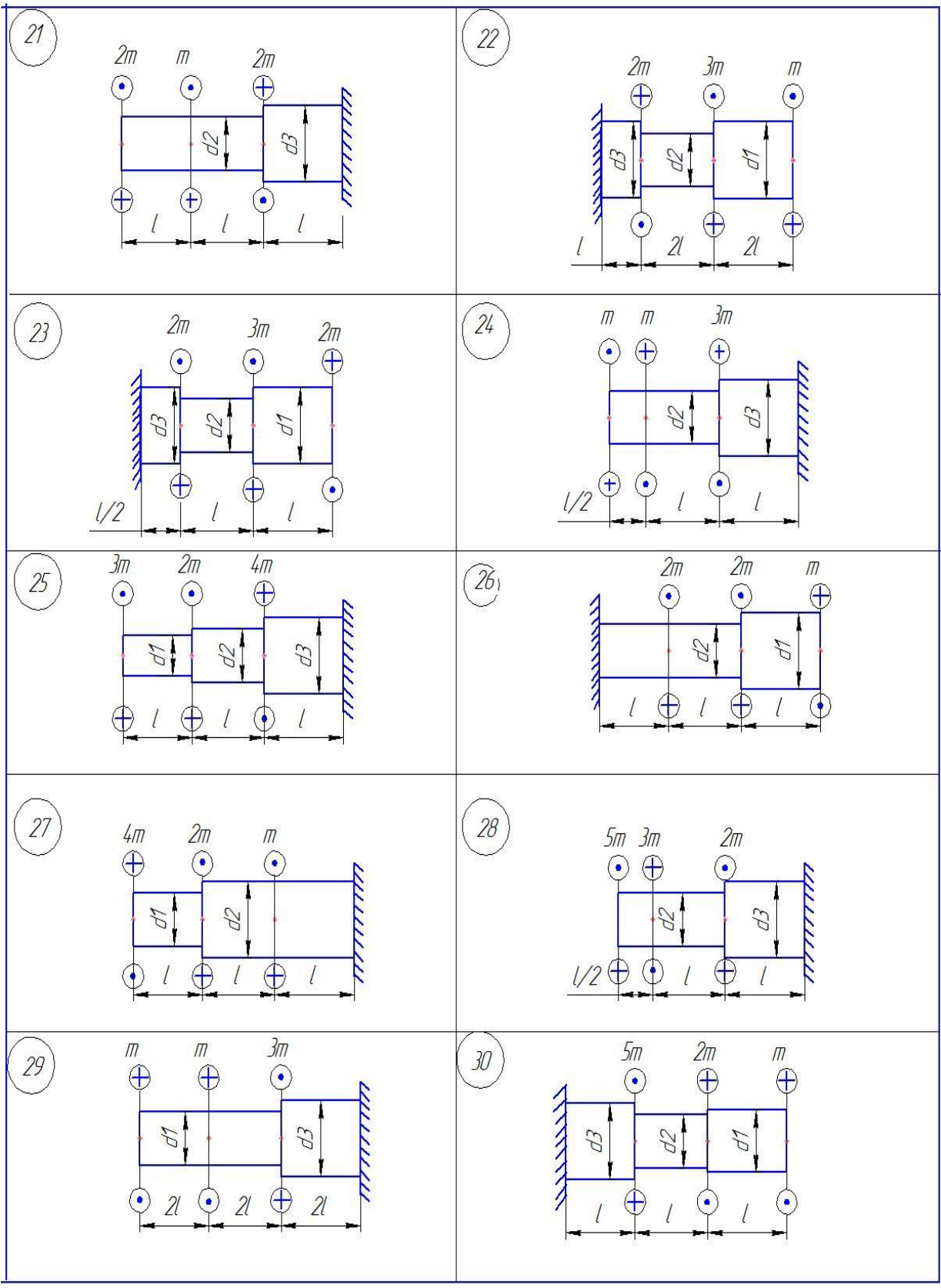
Угол поворота поперечного сечения бруса θ .

Задание 5

Таблица 3.1

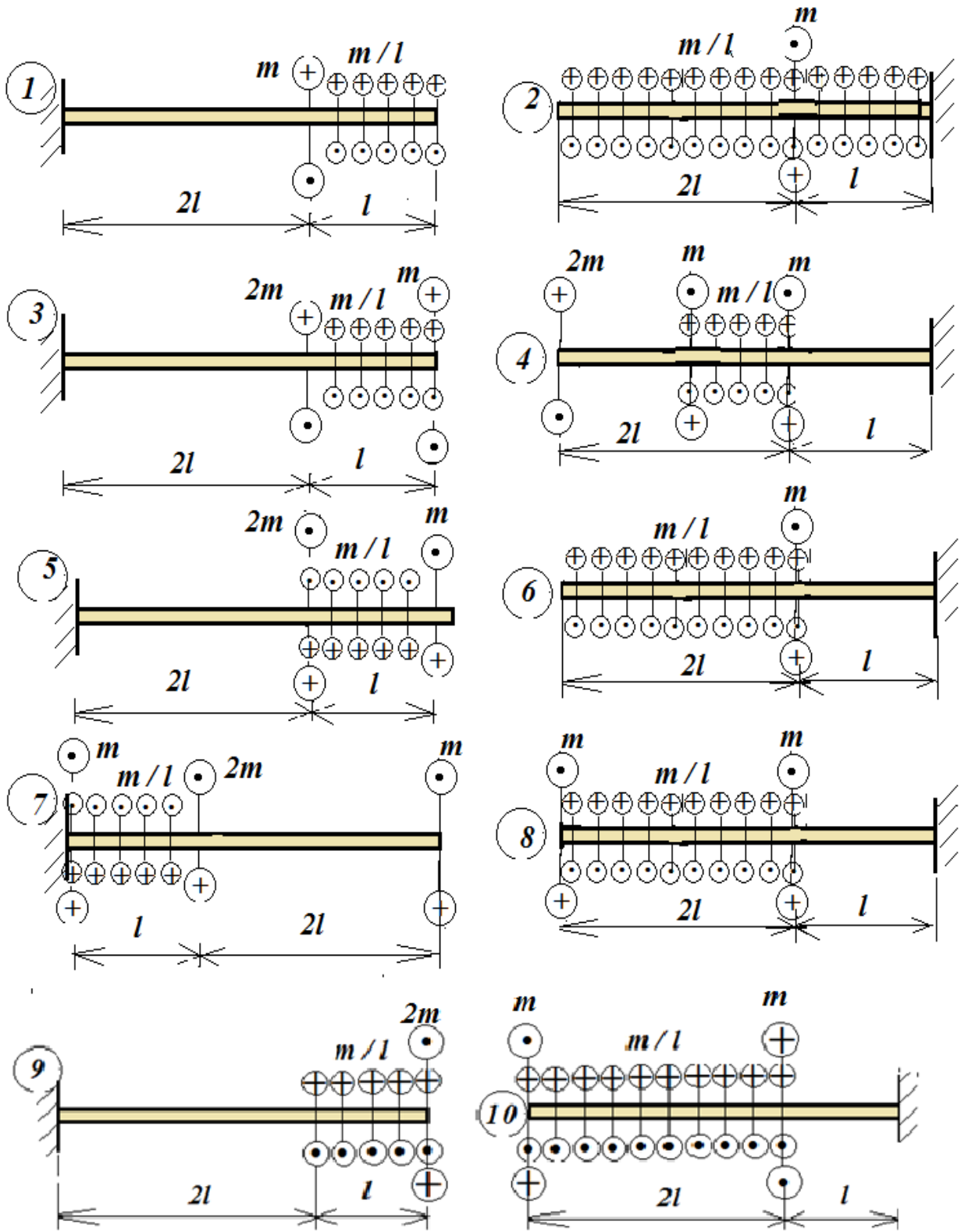
<p>1</p>	<p>2</p>
<p>3</p>	<p>4</p>
<p>5</p>	<p>6</p>
<p>7</p>	<p>8</p>
<p>9</p>	<p>10</p>

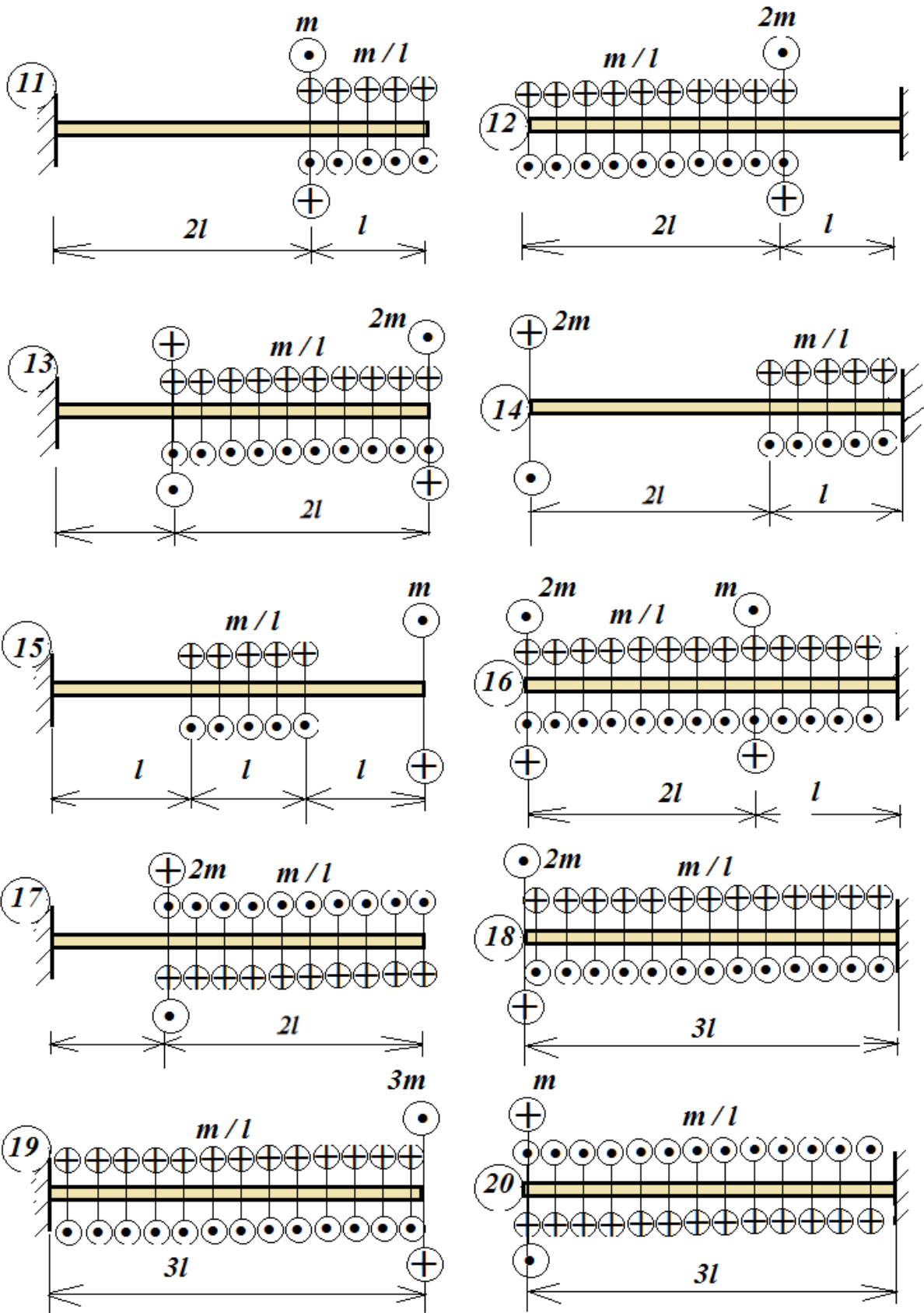




Задание 3

Таблица 3.2





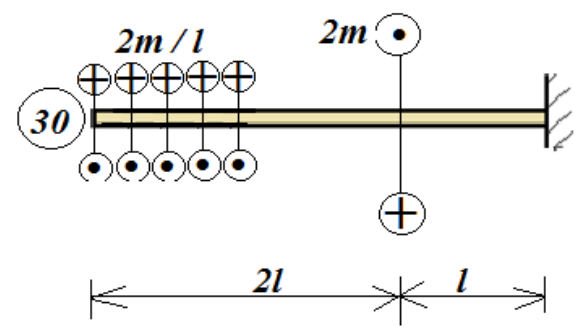
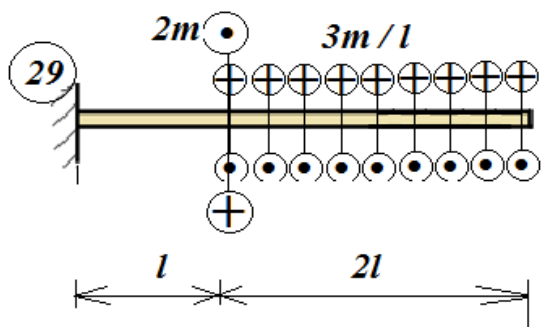
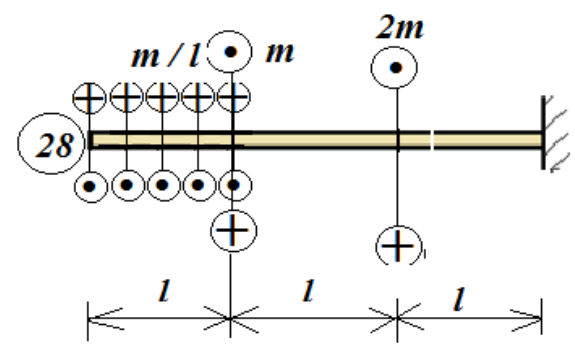
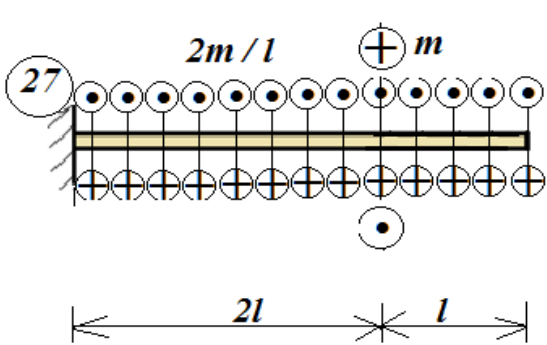
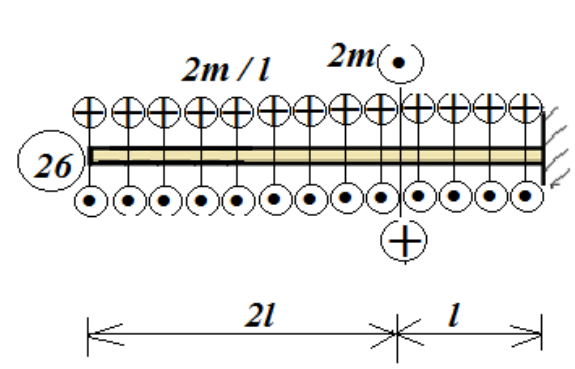
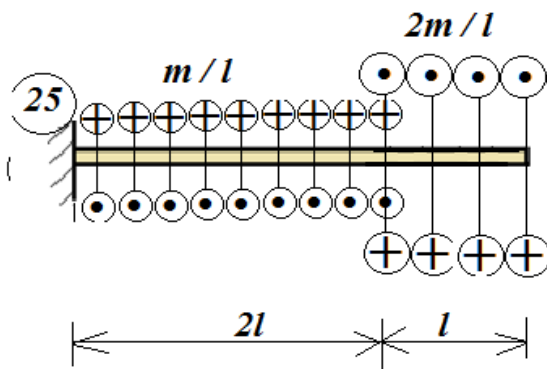
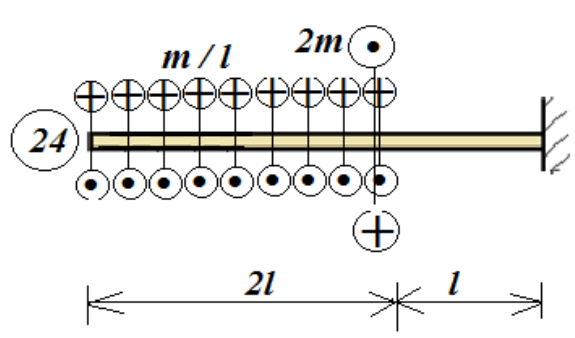
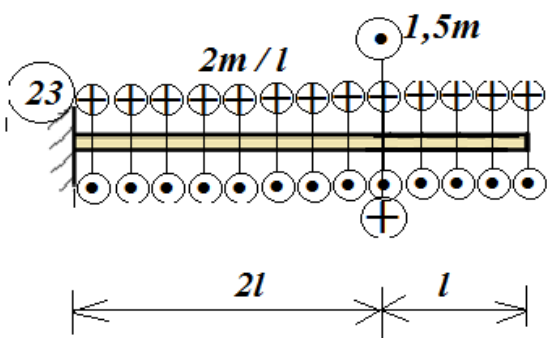
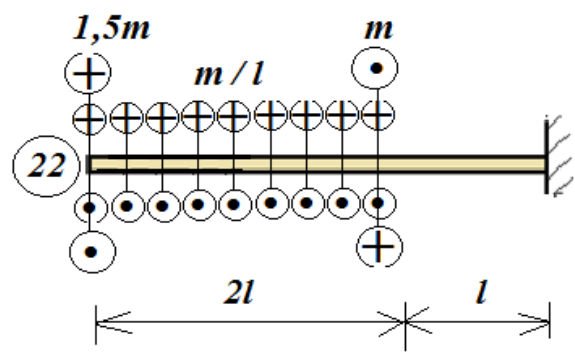
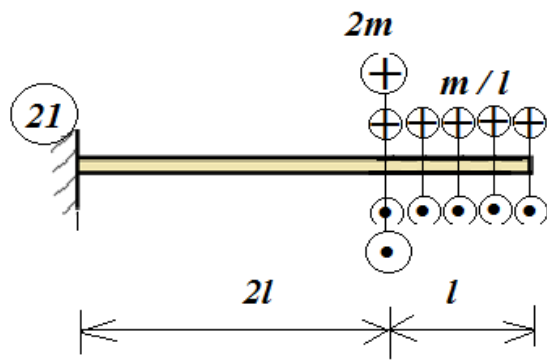


Таблица 3.3.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ЗАДАЧАМ.

№	Наименование величин	Единица измерения	Варианты исходных данных									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	Длина элемента (l)	м.	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	0,5	0,6	0,8
2.	Интенсивность распределенной нагрузки (q)	кН/м	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
3.	Сосредоточенная сила (F)	кН	$F = ql$									
4.	Пара сил перпендикулярная к оси бруса (m=ql)	кНм	25	30	35	49	45	50	55	60	65	20
5.	Пара сил плоскости чертежа (M)	кНм	$M = ql^2$									
6.	Допускаемое нормальное напряжение	МПа	$[\sigma] = 160$									
7.	Допускаемое касательное напряжение	МПа	$[\tau] = 70$									
8.	Модуль упругости E.	МПа	$E = 2 \cdot 10^5$									
9	Модуль сдвига (G) (II) рода	МПа	$G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$									
10	Соотношения $\alpha = \frac{b}{h}$	α	1,2	1,4	1,5	1,8	2	2,2	2,4	2,5	2,8	3

3.4. Пример выполнения задачи №5

Задача №5.

Условия:

Стальной ступенчатый брус нагружен парами сил, действующими перпендикулярно оси бруса, как показано на рис. 3.1.

Требуется:

– определить крутящие моменты по участкам и построить эпюру крутящих моментов $T(z)$.

– из условия прочности определить диаметры поперечных сечений каждой ступени.

– определить углы закручивания поперечных сечений бруса и построить эпюру $\varphi(z)$.

Исходные данные:

– нагрузки

$$m = 5 \text{ кНм}$$

– длина

$$l = 0,4 \text{ м}$$

– допускаемое касательное напряжение $[\tau] = 70 \text{ МПа}$

– модуль упругости

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$$

Решение.

1. Определение крутящих моментов и построение эпюры $T(z)$.

Для определения реакции опоры в точке A мысленно отбросим опору и заменим ее реактивным моментом M_A . Затем составим уравнение равновесия для всего бруса, из которого определяем момент в заделке. Вращение заданных пар сил, действующих на брус, рассматриваем стоя лицом к свободному концу бруса

$$\sum m \cdot z = 0; \quad M_A - 3m - 2m + m = 0; \quad M_A = 4m.$$

Знак «плюс» обозначает, что предполагаемое направление реактивного момента выбрано, верно.

Для определения $T(z)$ - крутящих моментов нумерация участков можно начинать как справа, так и слева бруса. Наше деление бруса на участки и сечения сделано слева направо. Крутящий момент определяется методом сечения. Неизвестный крутящий момент в сечении полагаем положительным. Рассматриваем участки.

1-участок: z_1 изменится в пределе $0 \leq z_1 \leq l$

$$T(z_1) + M_A = 0 \quad T(z_1) = -M_A = -4m \text{ (const.)}$$

(слева рассматриваем, стоя лицом к сечению).

2-участок: z_2 изменится в пределе $0 \leq z_2 \leq l$

$$T(z_2) + M_A - 3m = 0 \quad T(z_2) = -M_A = -4m + 3m = -m \text{ (const.)}$$

(слева рассматриваем, стоя лицом к сечению).

3-участок: z_3 изменится в пределе $0 \leq z_3 \leq 2l$

$$T(z_3) - m = 0 \quad T(z_3) = m \text{ - (const.) - (рассматриваем справа,$$

стоя лицом к сечению).

Принимая масштаб по данным строим эпюру $T(z)$.

2. Размеры поперечных сечений определяем из условия прочности при кручении.

$$\tau_{\max} = \frac{|T(z)|}{W_p} \leq [\tau]$$

на 1-участке

$$|T(z)| = -4m; \quad W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4m \cdot 16}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 70}} = 1,13 \cdot 10^2 = 113 \text{ мм}$$

Принимаем $d_1=115\text{мм}$.

На 3-участке: $T(z_3) = m$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{m \cdot 16}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 16 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 70}} = 0,715 \cdot 10^2 = 71,5\text{мм}$$

Принимаем $d_3=72\text{мм}$.

3. Определение углов закручивания поперечных сечений бруса и построение эпюра $\varphi(z)$. Углы закручивания поперечного сечения бруса начинаем рассматривать с неподвижной опоры в точке A . Углы закручивания рассматриваются в характерных точках A, B, C, D ;

Сразу отметим, что: $\varphi_A(z) = 0$

1-участок: z_1 изменится в пределе $0 \leq z_1 \leq l$

$$\varphi_A(z) = 0$$

$$\varphi_B(z) = \varphi_A(z) + \Delta\varphi_1(z_1) = 0 + (T_1(z_1) \cdot z_1) / (G \cdot J_{p_1}) = -(4m \cdot z) / (G \cdot J_{p_1})$$

– линейный закон;

$$\varphi_B(z_1 = 0); \quad \varphi_B(z_1 = l) = -(4m \cdot l) / (G \cdot J_{p_1});$$

2-участок: z_2 изменится в пределе $0 \leq z_2 \leq l$

$$\varphi_C(z) = \varphi_B(z_1 = l) + \Delta\varphi_2(z_2) = -(4m \cdot l) / (G \cdot J_{p_1}) + (T_2(z_2) \cdot z_2) / (G \cdot J_{p_2}) =$$
$$-(4m \cdot l) / (G \cdot J_{p_1}) - m \cdot l / GJ_{p_2} =$$

$$-5m \cdot l / (G \cdot J_{p_1}) \quad (\text{здесь } J_{p_1} = J_{p_2}) \quad \text{– линейный закон}$$

$$\varphi_C(0) = -(4m \cdot l) / (G \cdot J_{p_1});$$

$$\varphi_C(l) = -(5m \cdot l) / (G \cdot J_{p_1});$$

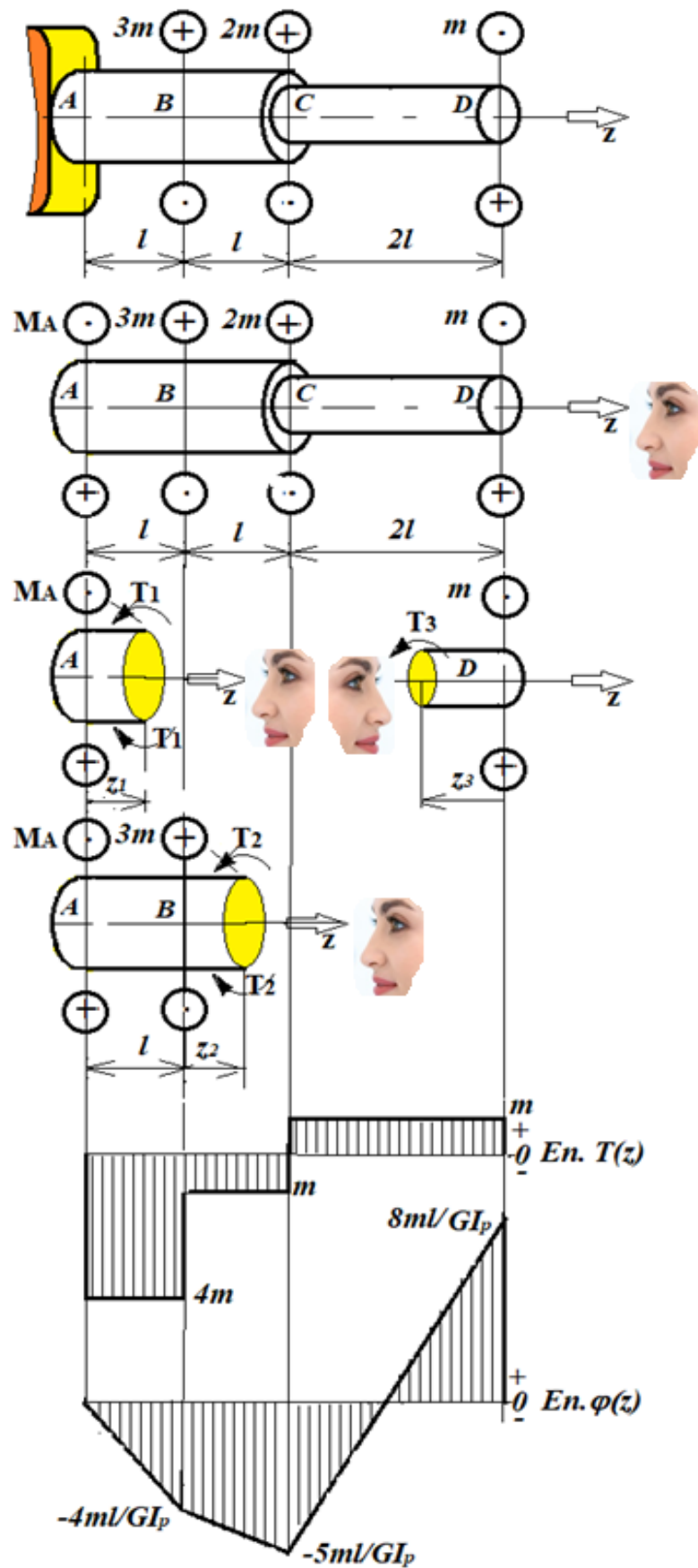


Рис 3.1.

3-участок: z_3 изменится в пределе $0 \leq z_3 \leq 2l$

$$\varphi_D(z) = \varphi_C(z=l) + \Delta\varphi_3(z_3) = (5m \cdot l) / (G \cdot J_{p1}) + (m \cdot z) / (G \cdot J_{p3}) = (5ml) / (G \cdot J_{p1}) + (mz) / (0,154 \cdot G \cdot J_{p3}) - \text{линейный закон.}$$

$$\varphi_D(0) = (5ml) / (G \cdot J_p);$$

$$\varphi_D(2l) = (8ml) / (G \cdot J_p);$$

На 3-участке найдено соотношение полярных моментов инерции поперечных сечений 1 и 3-участков:

$$\frac{J_{p1}}{J_{p3}} = \frac{\pi d_1^4}{32} / \frac{\pi d_3^4}{32} = \frac{d_1^4}{d_3^4}$$

$$J_{p3} = J_{p1} \cdot \frac{d_3^4}{d_1^4} = J_{p1} \cdot \frac{7,2^4}{11,5^4} = 0,154 \cdot J_{p1}$$

По этим данным масштабом - одна единица угла закручивания

$$\varphi(z) = \frac{ml}{GJ_p} \text{ построены эпюры } \varphi(z) ..$$

Эпюра $\Delta\varphi(z)$ – используется в расчетах на жесткость.

Вычисляем угол закручивания свободного конца бруса:

$$\varphi_D(z) = (8ml) / (G \cdot J_p) = (85 \cdot 0,4 \cdot 10^3 \cdot 10^6 \cdot 32) / (8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot 115^4) = 0,0115 \text{ рад.}$$

3.5. Пример выполнения задачи №6.

Задача №6.

Условия: Стальной брус нагружен сосредоточенным и распределенным парами сил, действующими перпендикулярно оси бруса, как показано на рис. 3.3.

Требуется:

– определить и построить эпюры T – крутящего момента;

- из условий прочности определить диаметр поперечного сечения;
- определить угол закручивания и построить его эпюры;
- определить полное закручивание вала.

Дано:

- | | |
|--------------------------------------|---------------------------------|
| – нагрузки | $m = 55 \text{ кНм};$ |
| – длина | $l = 2 \text{ м};$ |
| – допускаемое касательное напряжение | $[\tau] = 80 \text{ МПа};$ |
| – модуль упругости | $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}.$ |

Найти:

$$T(z), \Delta\varphi(z), \varphi_{AC}(z), d = ?$$

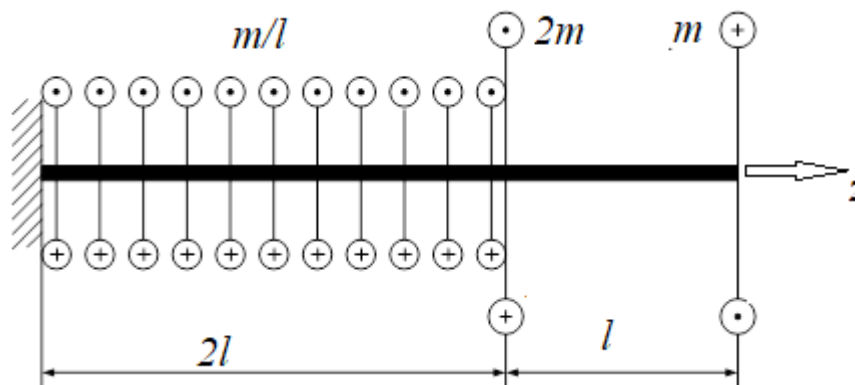


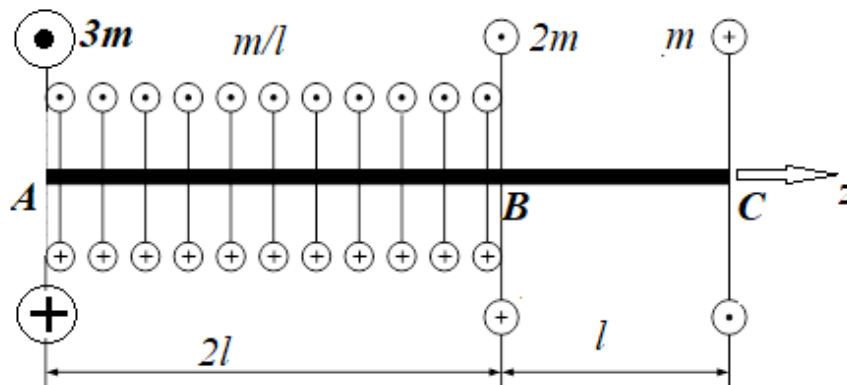
Рис. 3.3.

Решение:

Для решения данной задачи применим метод сечений, но сначала определим реакцию опоры T_A из следующего уравнения:

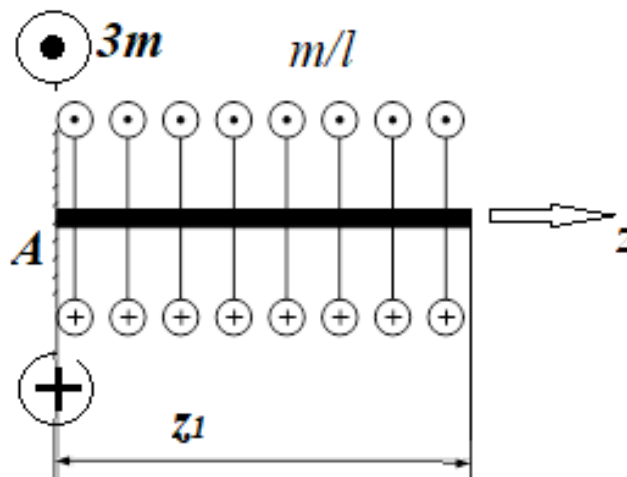
$$\sum_{i=1}^n m \text{om} Z(\vec{F}_i) = 0$$

$$-T_A - m + 2m + 2m = 0 \quad T_A = 3m$$



Разделим тело на два участка – AB - первый, BC - второй. На каждом из участков проведем сечение перпендикулярное оси z .

Рассмотрим первый участок AB :



Отбрасываем левую часть участка, при этом в сечении возникает крутящийся момент $T_1(z)$, где $0 \leq z_1 \leq 2l$, который всегда направлен, независимо от действия внешних сил, против часова, то есть всегда положителен. Определим $T_1(z_1)$, из следующего уравнения:

$$\sum_{i=1}^n \text{mom}Z(F_i) = 0$$

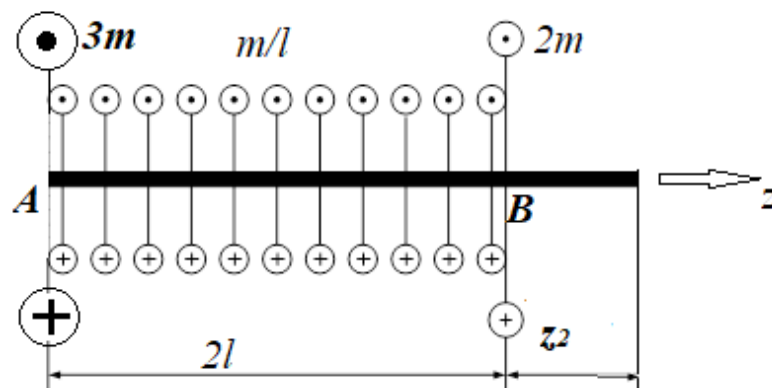
$$T_1(z_1) - 3m + \frac{m}{l} z_1 = 0$$

$$T_1(z_1) = 3m - \frac{m}{l} z_1$$

$$T_1(0) = 3m$$

$$T_1(2l) = 3m - 2m = m$$

Рассмотрим второй участок BC :



Отбрасываем правую часть участка, при этом в сечении возникает крутящийся момент $T_2(z_2)$, где $0 \leq z_2 \leq l$, который всегда направлен, независимо от действия внешних сил, против часов, то есть всегда положителен. Определим $T_2(z_2)$, из следующего уравнения:

$$\sum_{i=1}^n \text{mom} Z(\vec{F}_i) = 0$$

$$T_2(z_2) - 3m + 2m + \frac{m}{l} \cdot 2l = 0 \quad T_2(z_2) = -m$$

Определим угол закручивания φ_2 для этого примем закручивание точки A равным нулю, то есть $\varphi_A = 0$, тогда угол закручивания точки B можно представить в виде:

$$\varphi_B = \varphi_A + \int_0^{2l} \frac{T_1(z)}{GI_p} dz = 0 + \frac{1}{GI_p} \int_0^{2l} (3m - \frac{m}{l}z) dz = \frac{1}{GI_p} \left(3mz - \frac{mz^2}{2l} \right) \Big|_0^{2l};$$

$$\varphi_B(0) = 0; \quad \varphi_B(2l) = \frac{1}{GI_p} (6ml - 2ml) = \frac{4ml}{GI_p}.$$

угол закручивания точки **C**

$$\varphi_C = \varphi_B(2l) + \int_0^l \frac{T_2(z)}{GI_p} dz = \frac{4ml}{GI_p} - \frac{1}{GI_p} \int_0^{2l} mdz = \frac{4ml}{GI_p} - \frac{ml}{GI_p} \Big|_0^l;$$

$$\varphi_C(0) = \frac{4ml}{GI_p}; \quad \varphi_C(l) = \frac{4ml}{GI_p} - \frac{ml}{GI_p} = \frac{3ml}{GI_p}.$$

Так $T_1(z_1)$ на участке **AB** меняет знак с положительного на отрицательный, то в точке $T_1(z_{экстр}) = 0$ угол закручивания достигает экстремального значения, и для того, чтобы определить это экстремальное значение угла закручивания решим уравнение:

$$m - \frac{2m}{l} z_{экстр} = 0, \quad \frac{2m}{l} z_{экстр} = m,$$

откуда

$$z_{экстр} = \frac{ml}{2m} = \frac{l}{2}$$

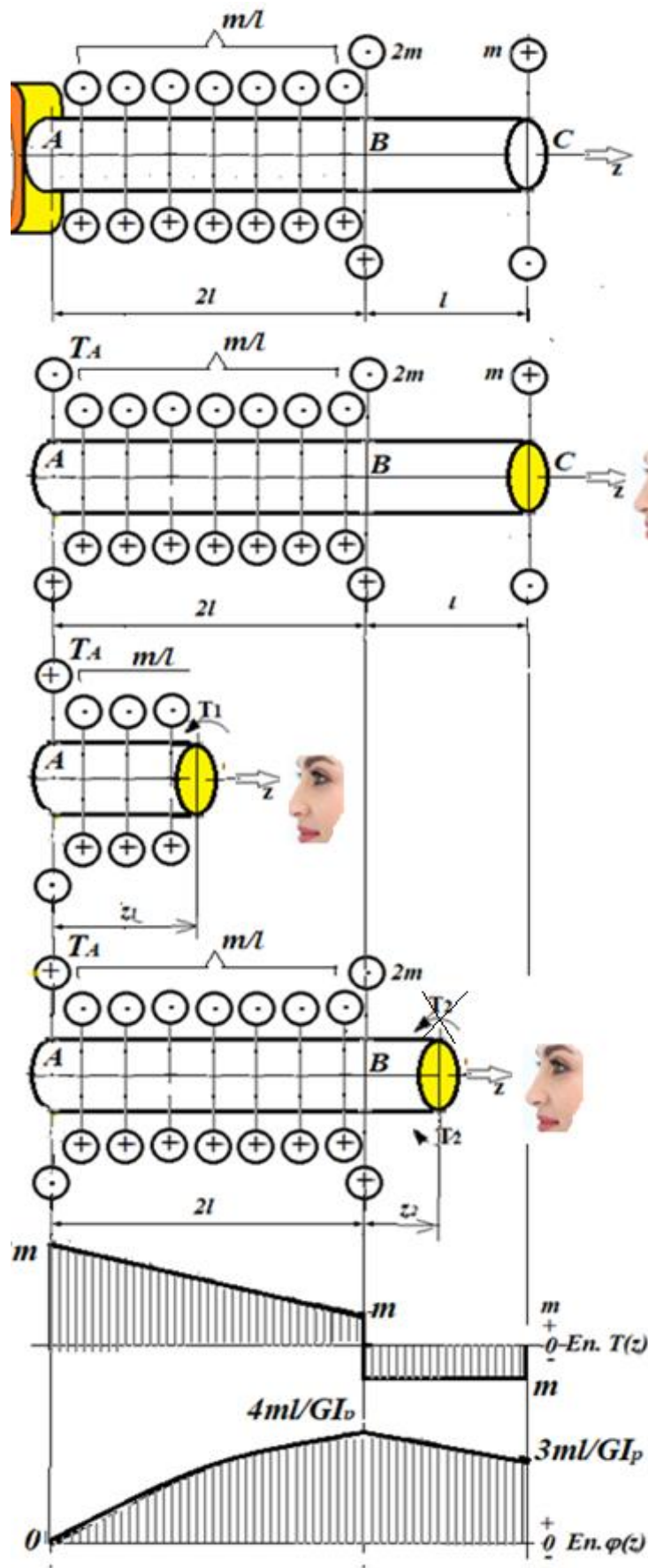
Тогда экстремальное значение угла закручивания будет равно:

$$\varphi_B\left(\frac{l}{2}\right) = 0,25 \frac{ml}{GI_p}.$$

Определим угол закручивания для точки **C**:

$$\varphi_C(z) = \varphi_B + \Delta\varphi_{\pm}(z) = 0 + \int_0^{2l} \frac{T_2(z_2) dz_2}{GI_p} = - \frac{mz_2}{GI_p} \Big|_0^{2l};$$

$$\varphi_C(2l) = - \frac{2ml}{GI_p}.$$



Из условий прочности определим диаметр:

$$\tau_{\max}(z) \leq \frac{|T_{\max}|}{W_p} \leq [\tau]$$

где W_p — полярный момент сопротивления круглого сечения,

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}; \quad W_p \geq \frac{|T_{\max}|}{[\tau]} = \frac{3m}{[\tau]}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{48m}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{48 \cdot 55 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^6}} = 0,219 \text{ м} = 21,9 \text{ см} \approx 230 \text{ мм}$$

Определяем полярный момент инерции сечения

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 23^4 \cdot 10^{-8}}{32} = 2,747 \cdot 10^{-4} \text{ см}^4$$

Полное закручивание тогда будет равно:

$$\varphi_{CA} = \frac{3ml}{GI_p} = \frac{3 \cdot 55 \cdot 10^3 \cdot 2}{8 \cdot 10^{10} \cdot 2,747 \cdot 10^{-4}} = 0,015 \text{ рад} = 0,9^\circ$$

4. РАСЧЁТ БРУСЬЕВ И СТЕРЖНЕЙ ПРИ ИЗГИБЕ

4.1. Исходные понятия

Чистым изгибом называется такой вид деформации, при котором в любом поперечном сечении бруса возникает только изгибающий момент.

Деформация чистого изгиба будет, например, иметь место, если к прямому брусу в плоскости, проходящей через ось, приложить две равные по величине и противоположные по знаку пары сил.

Изгиб, при котором в поперечном сечении балки действуют изгибающий момент и поперечная сила, называется поперечным.

Изгибающий момент в сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов относительно центра тяжести всех внешних сил, действующих справа или слева от сечения.

У балки, находящейся в равновесии под действием плоской системы сил, перпендикулярных оси (т.е. система параллельных сил), алгебраическая сумма всех внешних сил равна нулю; следовательно, сумма внешних сил, действующих на балку левее сечения, численно равна сумме сил, действующих на балку правее сечения.

Таким образом, поперечная сила в сечении балки численно равна алгебраической сумме всех внешних сил, действующих справа или слева от сечений.

Так как правило, знаков статики неприемлемо для установления знаков изгибающего момента и поперечной силы, то установим для них другие правила знаков, а именно:

– если внешняя нагрузка стремится изогнуть балку выпуклостью вниз, то изгибающий момент в сечении считается положительным, и наоборот (рис.4.1.);

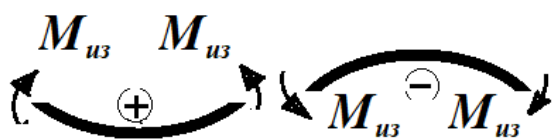


Рис. 4.1.

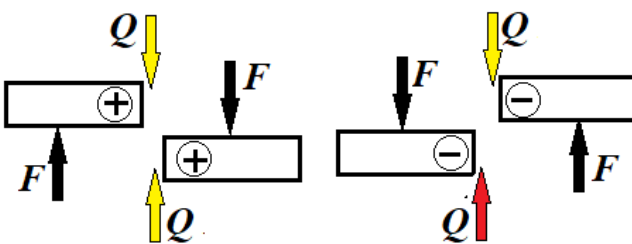
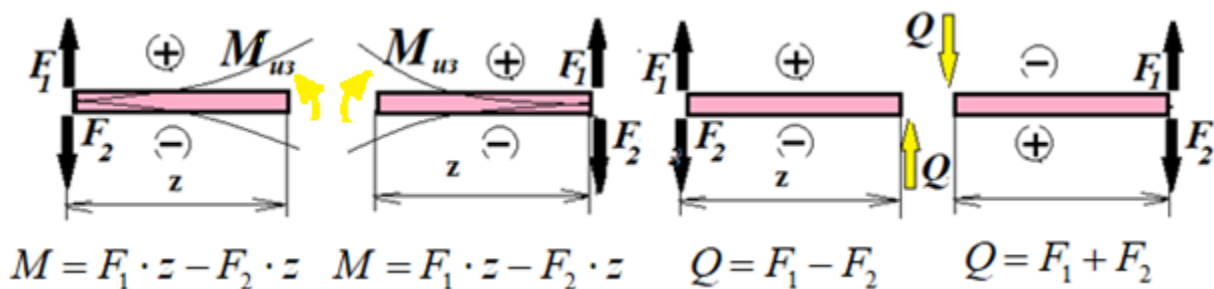


Рис. 4.2.



– если сумма внешних сил, лежащих на левую сторону от сечения, дает равнодействующую, направленную вверх, то, поперечная сила в сечении считается положительной, и наоборот; для части балки, расположенной справа от сечения, знаки поперечной силы будут противоположными (рис. 4.2).

Правило знаков для изгибающих моментов иногда называют «правилом дождя» (имея в виду, что в случае выпуклости вниз образуется воронка, в которой задержится дождевая вода, и наоборот).

Условие прочности балки при изгибе заключается в том, что нормальное максимальное напряжение в опасном сечении не должно превосходить допустимое.

Полагая, что гипотеза о не надавливании волокон справедлива не только при чистом, но и при поперечном изгибе, мы можем нормальные напряжения в поперечном сечении вычислять при поперечном изгибе по той же формуле, что и при чистом изгибе.

Расчетная формула на прочность при изгибе имеет вид

$$\sigma = \frac{M_{y.\max}}{W} \leq [\sigma]$$

и читается так: *нормальное напряжение в опасном сечении, вычисленное по формуле $\sigma = \frac{M_{y.\max}}{W}$, не должно превышать допускаемое.*

Допускаемое нормальное напряжение при изгибе выбирают таким же, как и при растяжении и сжатии.

Максимальный изгибающий момент определяют из эпюр изгибающих моментов или расчетом.

Так как момент сопротивления изгибу W расчетной формуле стоит в знаменателе, то, чем больше W , тем меньше будут расчетные напряжения.

Определим моменты сопротивления изгибу наиболее распространенных сечений:

1. Прямоугольник ($b \times h$):

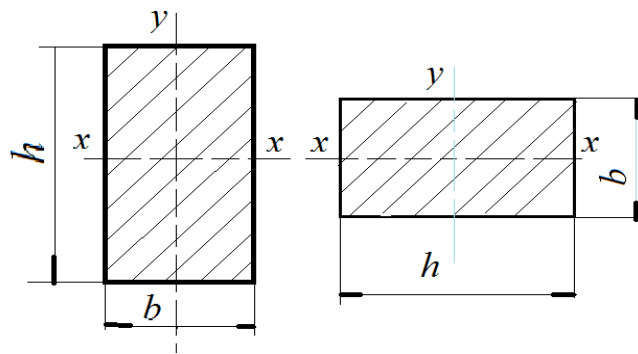


Рис. 4.3.

$$W_x = \frac{I}{y_{\max}} = \frac{bh^3}{12} : \frac{h}{2} = \frac{bh^2}{6}$$

Если балку прямоугольного сечения положить плашмя, то

$$W_y = \frac{hb^2}{6}$$

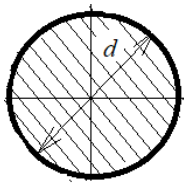
тогда

$$\frac{W_x}{W_y} = \frac{\frac{bh^2}{6}}{\frac{hb^2}{6}} = \frac{h}{b} \geq 1,$$

следовательно, при прочих равных условиях нормальные максимальные напряжения σ у прямоугольной балки, положенной плашмя, будут больше, чем у той же балки, когда ее габаритный наибольший размер h вертикален (имеется в виду, что изгиб происходит в вертикальной плоскости).

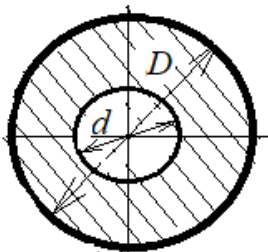
Из сказанного следует правило: для обеспечения максимальной прочности ось, относительно которой момент инерции максимален, должна быть нейтральной.

2. Круг диаметром d :



$$W = \frac{\pi d^4}{64} : \frac{d}{2} \approx 0,1d^3$$

3. Круг размером $D \times d$:



$$W = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) : \frac{D}{2} = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32D} \approx \frac{0,1(D^4 - d^4)}{D}$$

Момент сопротивления кольцевого сечения нельзя вычислять как разность моментов сопротивлений большого и малого кругов. Нетрудно подсчитать, что при одинаковой площади поперечного сечения, т.е. одинаковом расходе материала, момент сопротивления

кольцевого сечения больше момента сопротивления сплошного круглого сечения.

Так как вблизи нейтральной оси материал мало напряжен, то выгодно больше материала располагать дальше от нейтральной оси. Поэтому в машиностроении редко применяют металлические балки прямоугольного сечения, но весьма широко распространены прокатные профильные балки таврового, двутаврового, углового, швеллерного и других сечений. Моменты инерции, моменты сопротивления и другие сведения о прокатных фасонных профилях стандартных размеров даются в таблицах ГОСТа.

Для балок, материал которых неодинаково работает на растяжение и сжатие (например, чугун), целесообразно применять профили, не симметричные относительно нейтральной оси, например, тавровый или П-образный. Так как у несимметричного профиля при изгибе возникают неодинаковые напряжения растяжения и сжатия, то сечение, например, чугунной балки выгодно располагать так, чтобы меньшие напряжения были в зоне растянутых, а большие – в зоне сжатых волокон.

4.2. Условия задач №7, №8.

Задача №7.

Для заданной стальной балки, закрепленной жестко одним концом и нагруженной, как показано на схеме в задании. Номер задания и варианты исходных данных приведены в таблицах № 4.1 и №4.3.

Требуется:

– определить внутренние силовые факторы (поперечные силы и изгибающие моменты) и построить эпюры Q и M_x .

– из условия прочности определить размеры поперечного сечения бруса в двух вариантах:

а) сечение двутавровое;

б) сечение прямоугольное $\frac{h}{b} = \alpha$.

Задача №8.

Для заданной стальной балки на двух опорах нагруженной, как показано на схеме в задании. Номер задания и варианты исходных данных приведены в таблицах № 4.2. и № 4.3.

Требуется:

– определить внутренние силовые факторы (поперечные силы и изгибающие моменты) и построить эпюры Q

– из условия прочности определить размеры поперечного сечения бруса в двух вариантах:

а) сечение двутавровое;

б) сечение прямоугольное $\frac{h}{b} = \alpha$,

(круглое или квадратное по указанию преподавателя.)

Система единиц и принятые обозначения

Используется международная система единиц СИ.

Обозначение величин:

Система координат:

– правая, продольная ось —

Z ,

– оси в поперечном сечении —

X, Y .

– нагрузка, внешняя сила —

F .

– внешний вращающий момент (пара сил) —

m .

Внутренние силовые факторы:

– продольная сила —

$N(z)$,

– поперечные силы —

Q_x, Q_y ;

– изгибающие моменты —

M_x, M_y ;

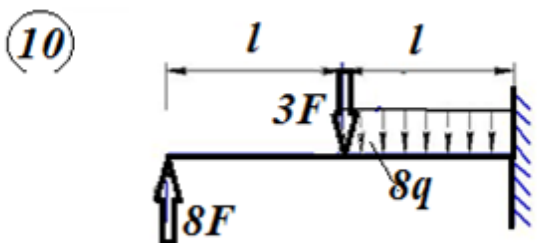
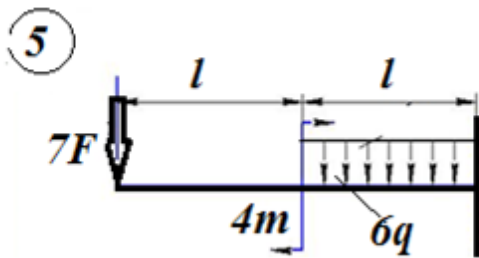
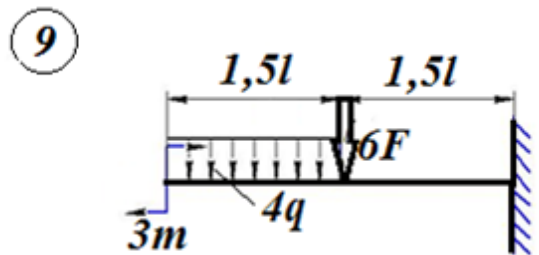
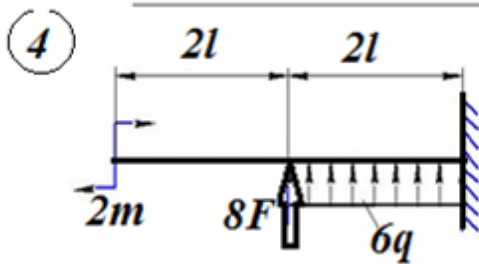
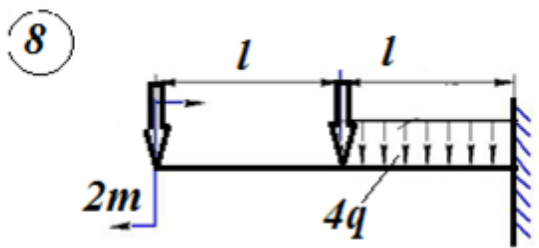
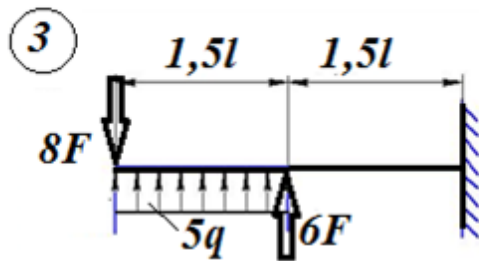
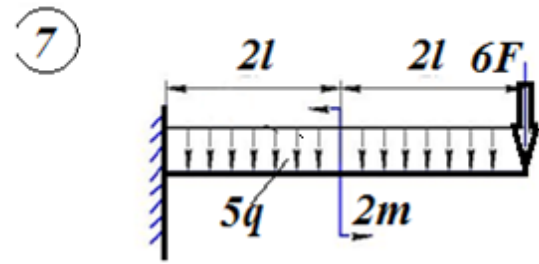
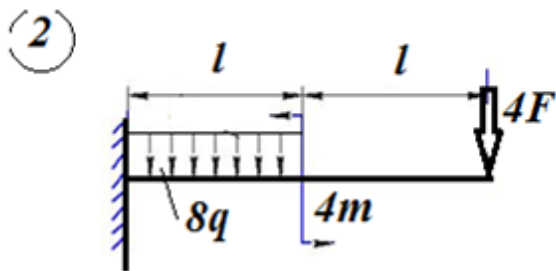
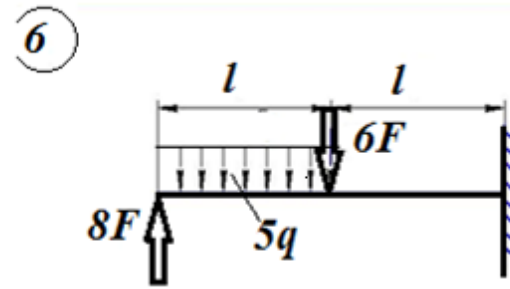
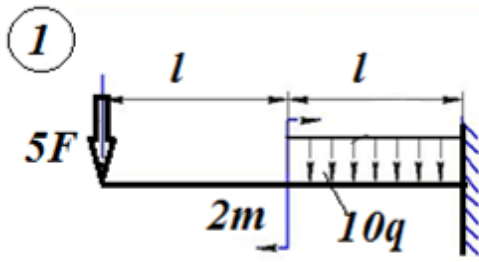
– крутящий момент —

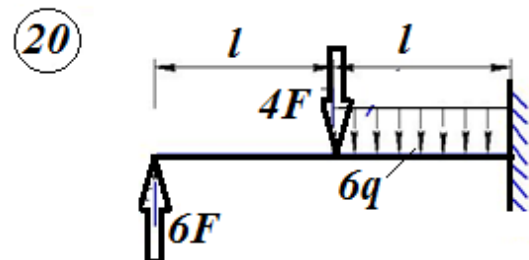
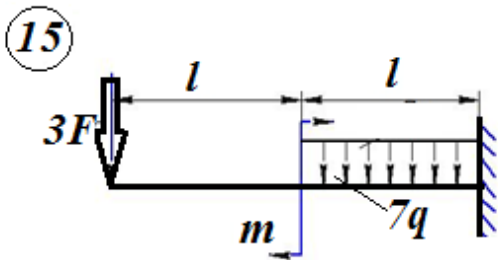
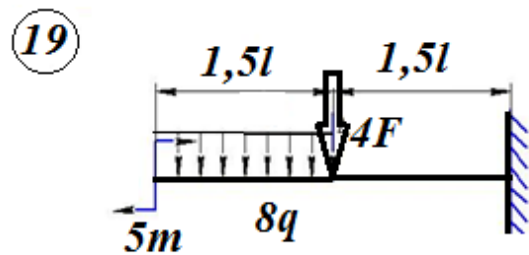
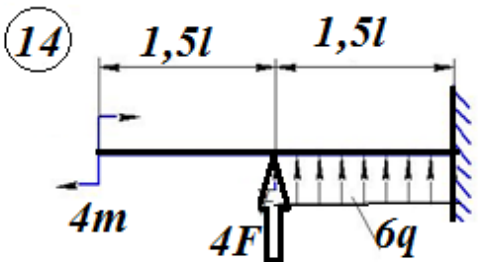
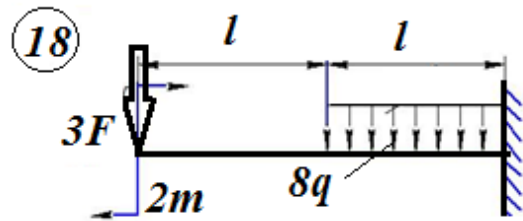
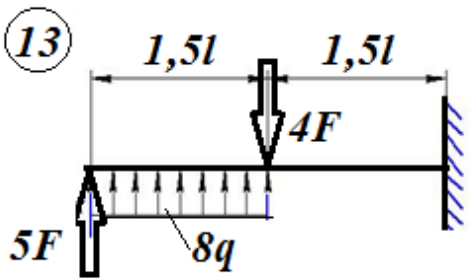
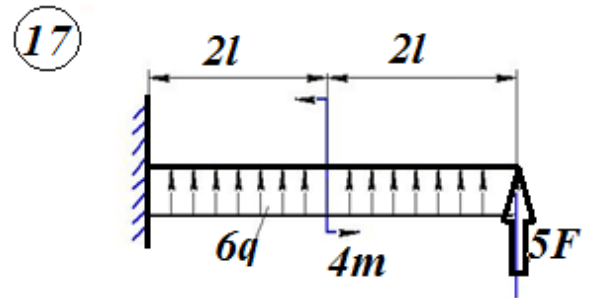
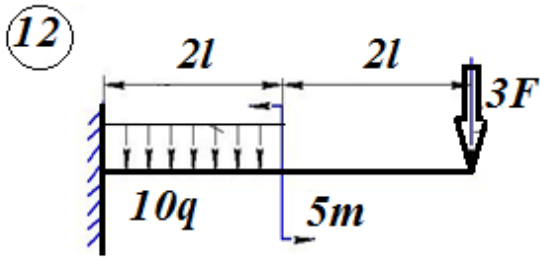
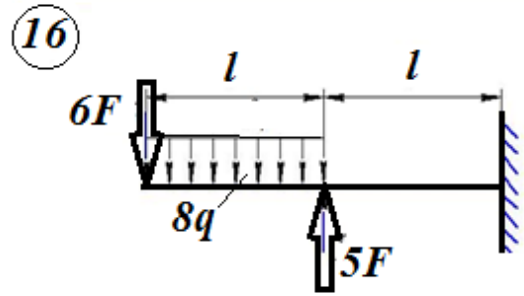
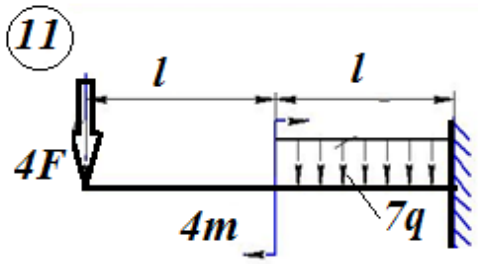
T .

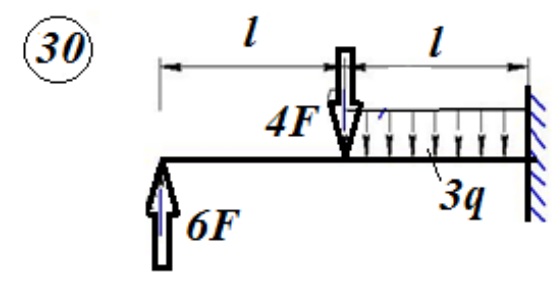
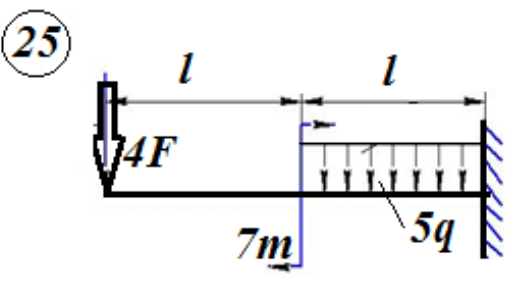
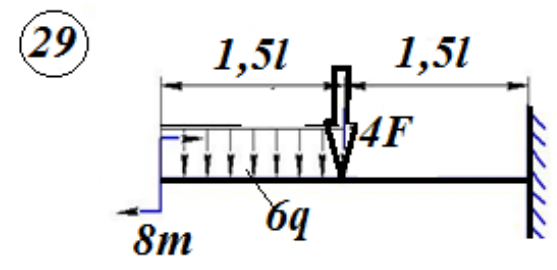
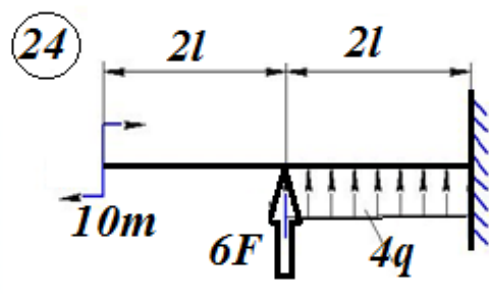
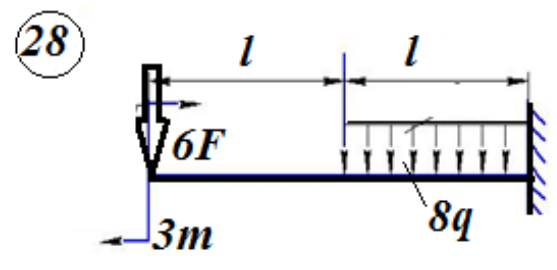
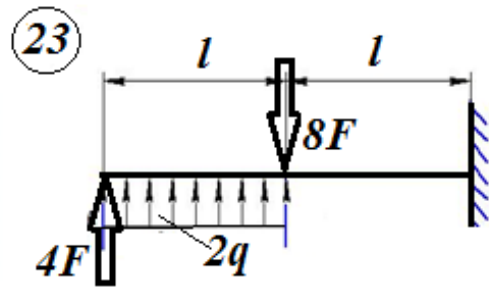
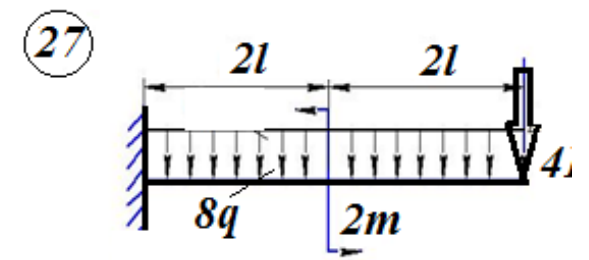
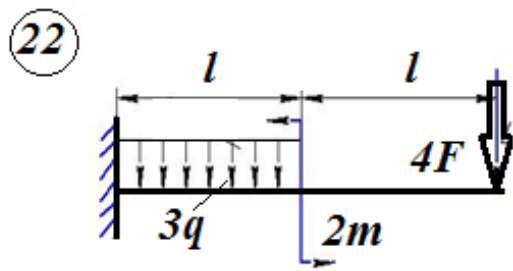
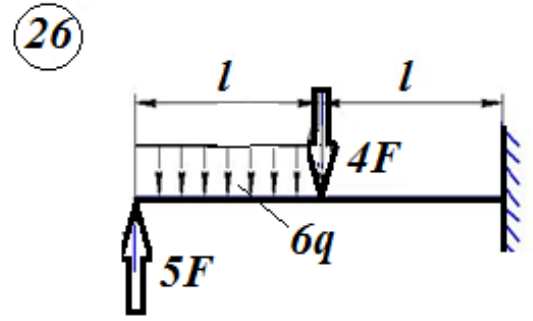
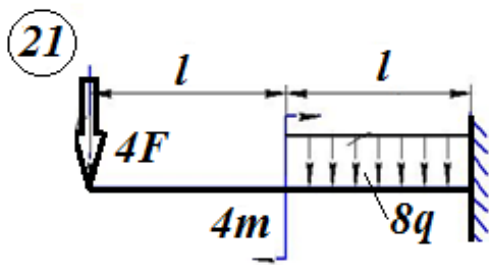
Моменты инерции плоского сечения:

– осевой —	I_x, I_y
– полярный —	I_p
– центробежный —	I_{xy}
Моменты сопротивления осевые, полярный —	W_x, W_y, W_p
Касательное напряжение —	τ
Допускаемое номинальное напряжение	нормальное,
касательное —	$[\sigma], [\tau]$
Модуль сдвига —	G
Жесткость при кручении, при изгибе —	GI_p, GI_x
Угол закручивания бруса -	φ
Вертикальное перемещение поперечного сечения —	y
Угол поворота поперечного сечения бруса	θ

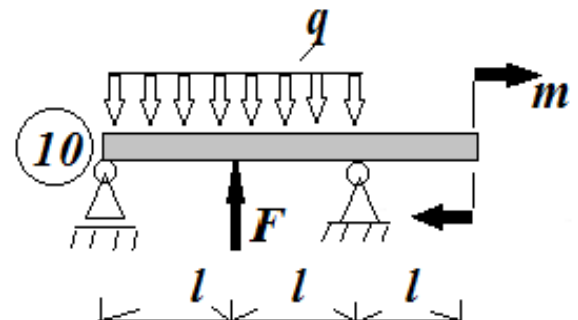
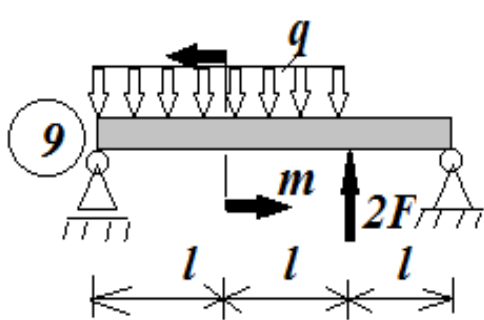
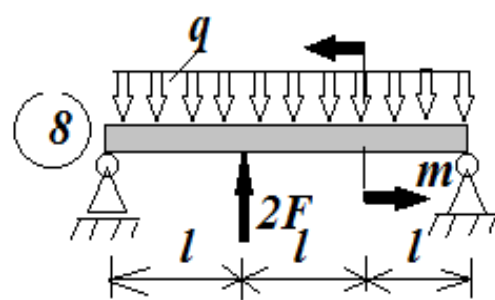
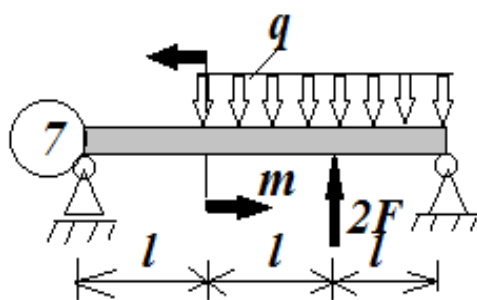
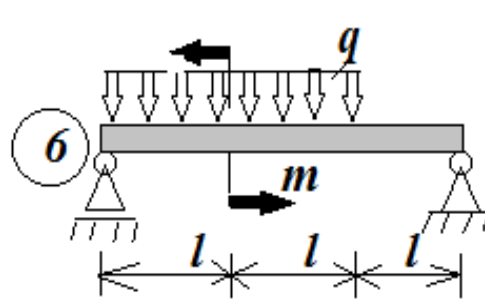
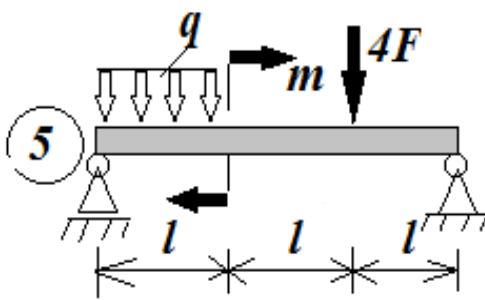
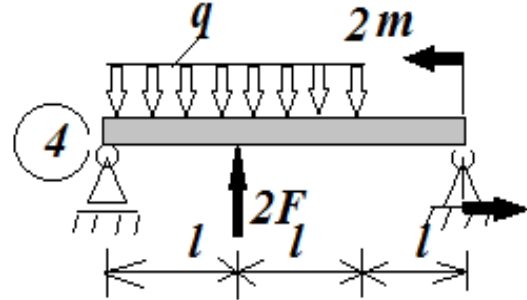
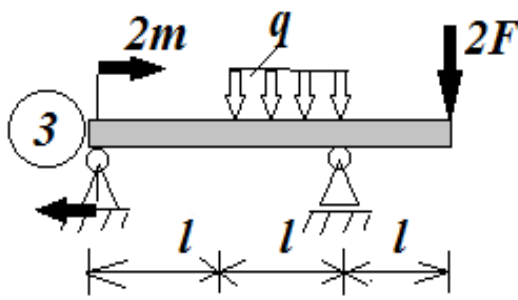
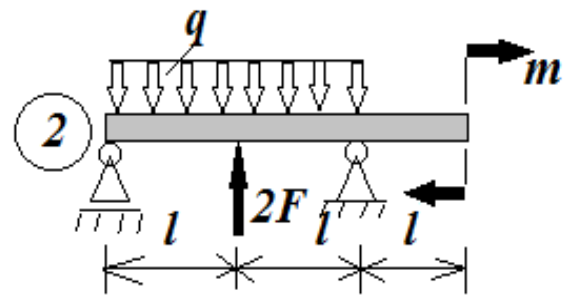
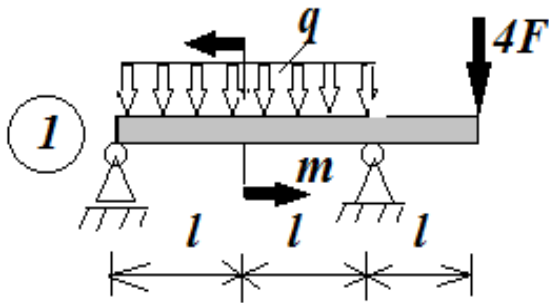
Задача №7.

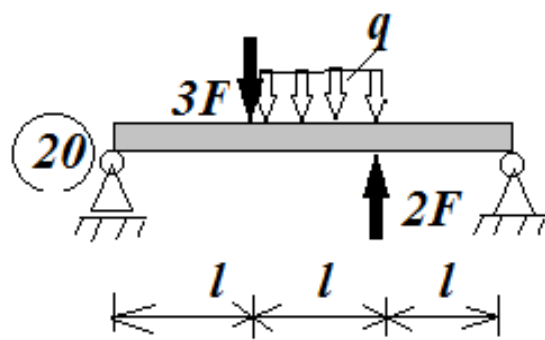
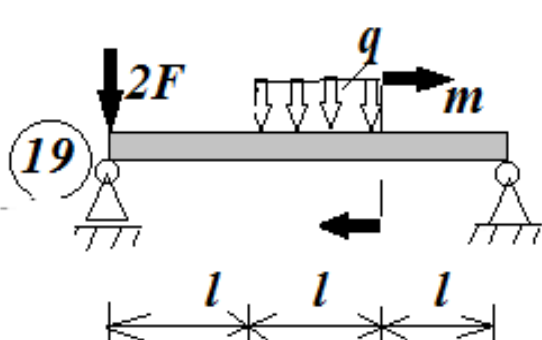
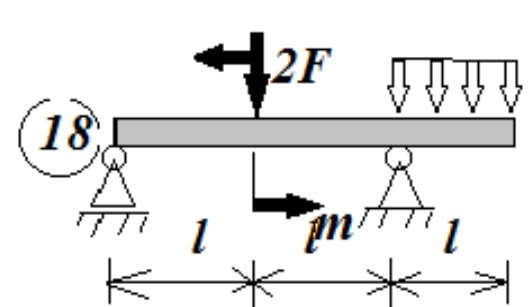
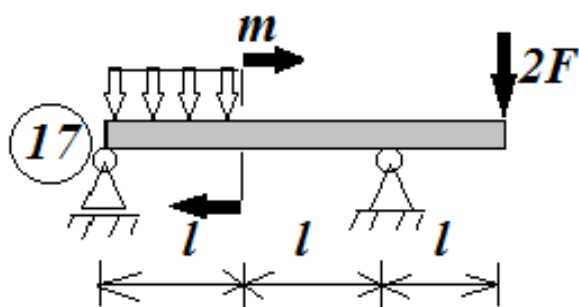
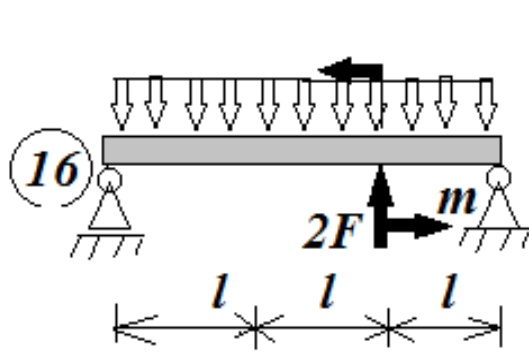
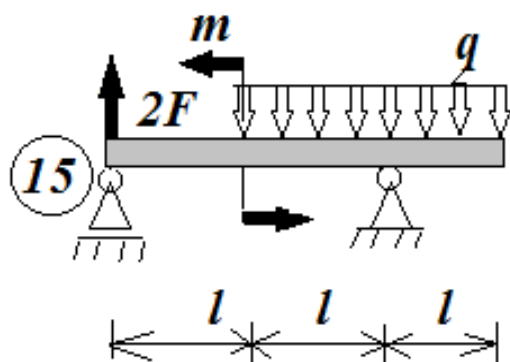
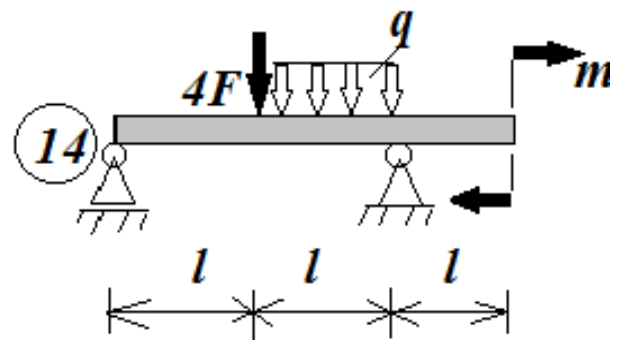
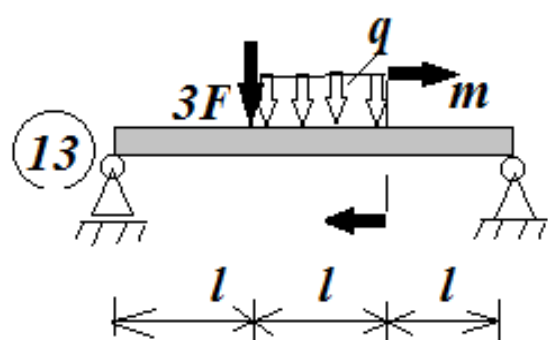
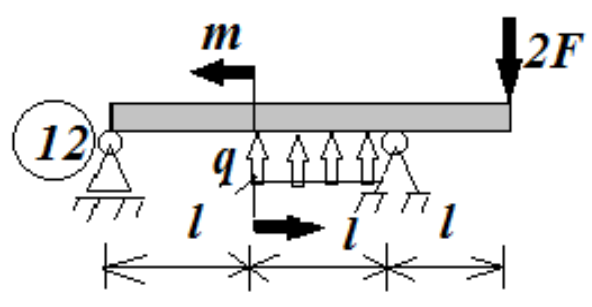
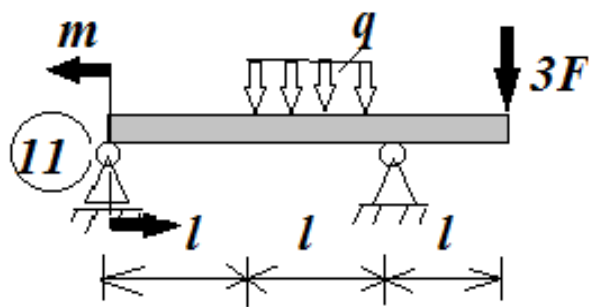






Задача №8.





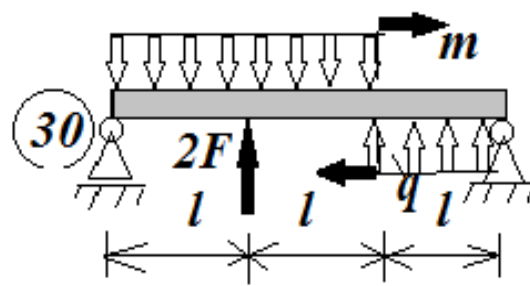
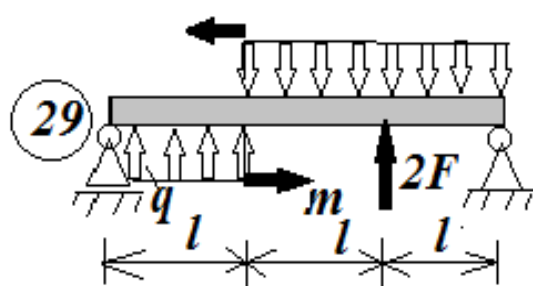
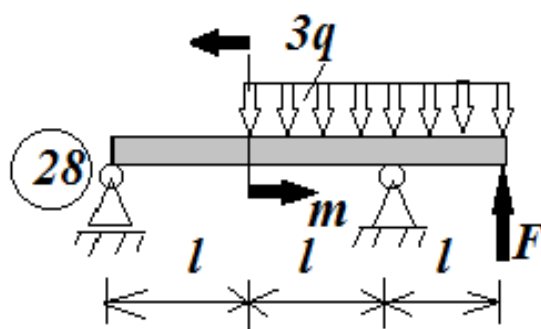
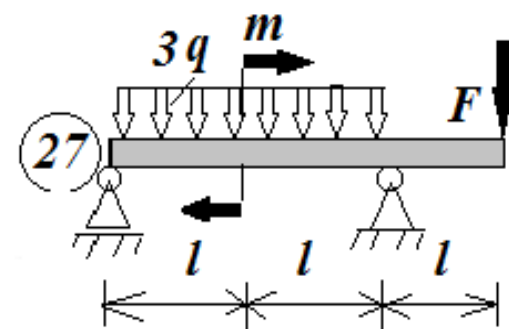
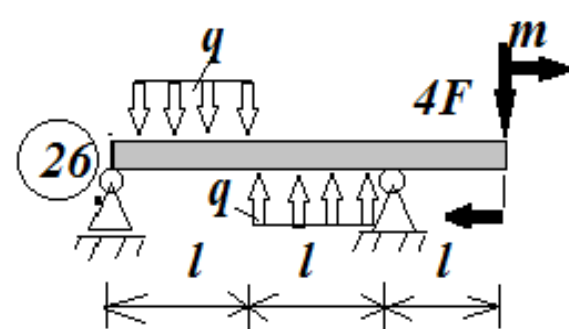
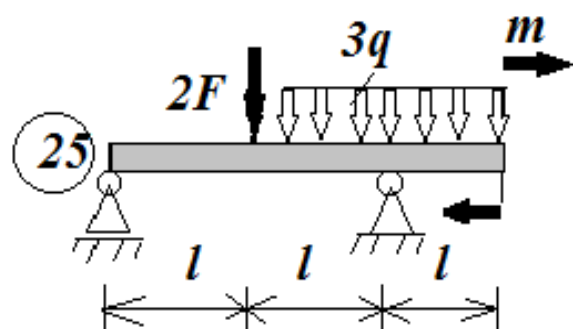
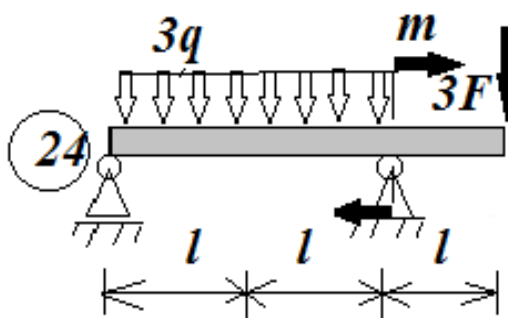
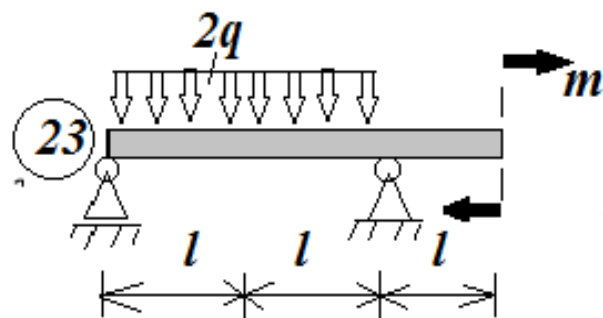
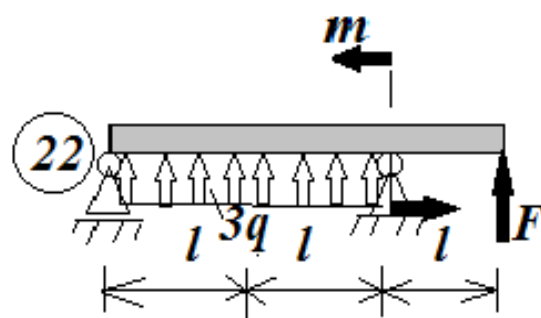
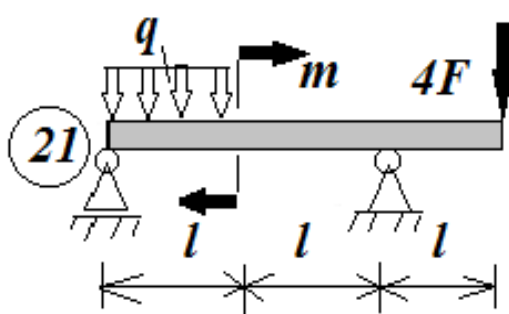


Таблица 4.3.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К ЗАДАЧАМ.

№	Наименование величин	Единица измерения	Варианты исходных данных									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	Длина элемента (l)	м.	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	0,5	0,6	0,8
2.	Интенсивность распределенной нагрузки (q)	кН/м	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
3.	Сосредоточенная сила (F)	кН	$F = ql$									
4.	Пара сил перпендикулярная к оси бруса ($m = ql$)	кНм	25	30	35	49	45	50	55	60	65	20
5.	Пара сил плоскости чертежа (M)	кНм	$M = ql^2$									
6.	Допускаемое нормальное напряжение	МПа	$[\sigma] = 160$									
7.	Допускаемое касательное напряжение	МПа	$[\tau] = 70$									
8.	Модуль упругости E.	МПа	$E = 2 \cdot 10^5$									
9	Модуль сдвига (G) (II) рода	МПа	$G = 8 \cdot 10^4$									
10	Соотношения $\alpha = \frac{b}{h}$	α	1,2	1,4	1,5	1,8	2	2,2	2,4	2,5	2,8	3

4.3. Пример выполнения задачи задача №7.

Задача №7.

Условия:

Для заданной стальной балки, закрепленной жестко одним концом, как указано в задании (рис. 4.4).

Требуется:

– определить внутренние силовые факторы: $Q(z)$ -поперечные силы и $M(z)$ -изгибающие моменты. Построить их эпюры.

– из условия прочности определить размеры поперечного сечения балки в двух вариантах:

– сечение двутавровое;

– сечение прямоугольное $\frac{h}{b} = \alpha$.

Исходные данные:

– интенсивность распределения нагрузки

$$q = 50 \text{ кН/м}$$

– длина

$$l = 0,4 \text{ м}$$

– допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 140 \text{ МПа}$$

– модуль упругости

$$E = 210^5 \text{ МПа}$$

– соотношение размеров поперечного сечения $\alpha = 2,5$

Решение:

I. Определение внутренних силовых факторов $Q(z)$ и $M(z)$ и построение их эпюр.

1. Определяем реакцию опор. Для этого мысленно отбрасываем опору A , заменяем её действие опорной реакцией Y_A и реактивным моментом M_A , $Z_A=0$; Реакции опор определяем по уравнениям равновесия:

$$\sum_{i=1}^n Z(F_i) = 0 \quad Z_A = 0$$

$$\sum_{i=1}^n Y(F_i) = 0 \quad Y_A - 8ql + 5ql = 0 \quad Y_A = 3ql$$

$$\sum_{i=1}^n \text{mom}_A(F_i) = 0 \quad 5ql \cdot 2ql + 2ql^2 - 8ql \cdot \frac{1}{2}l - M_A = 0 \quad M_A = 8ql^2$$

Знаки у найденных реакций указывают на то, что предполагаемое направление опорных реакций выбрано правильно.

2. Определив опорные реакции, делим брус на участки. Нумерация участков можно начинать (определять) с любой стороны. Балка имеет два участка. Внутренние силовые факторы определяем методом сечения на каждом участке. В поперечных сечениях имеет место поперечная сила $Q(z)$ и изгибающий момент $M(z)$ - направление которых принимаем положительным.

1 участок $0 \leq Z_1 \leq l$ (слева)

$$\sum_{i=1}^n Y(F_i) = 0; Y_A - 8qz_1 - Q(z_1) = 0; Q(z_1) = 3ql - 8qz_1$$

$$\sum_{i=1}^n mom_z(F_i) = 0; Y_A \cdot z_1 - 8qz_1 \cdot \frac{z_1}{2} + M_A - M(z_1) = 0$$

$$M(z_1) = 3ql \cdot z_1 - 8qz_1 \cdot \frac{z_1}{2} + M_A = 3ql \cdot z_1 + 8ql^2 - 4ql \cdot z_1^2$$

По этим уравнениям видно, что поперечные силы меняются по линейному закону, изгибающий момент – по квадратной параболе.

При $Q(z)=0$;

$$3ql - 8qz_1 = 0 \quad 3ql = 8qz_1 \quad z_1 = \frac{3ql}{8q} = \frac{3}{8}l$$

$$M\left(\frac{3}{8}l\right) = M_{\max} = ql^2 \left(3 \cdot \frac{3}{8} + 8 - 4 \cdot \frac{3^2}{8^2} \right) = 9 \frac{1}{16} ql^2$$

$$M\left(\frac{3}{8}l\right) = ql^2 \left(\frac{3}{2} + 8 - 1 \right) = 8 \frac{1}{2} ql^2$$

2 участок $0 \leq Z_2 \leq l$ (справа)

$$\sum_{i=1}^n Y(F_i) = 0; \quad -Q(z_2) - 5ql = 0; \quad Q(z_2) = -5ql;$$

$$\sum_{i=1}^n mom_z(F_i) = 0; \quad M(z_2) - 5ql \cdot z_2 = 0; \quad M(z_2) = 5ql \cdot z_2;$$

В этом участке $Q(z_2) = -5ql$; - const.

$M(z_2) = 5ql \cdot z_2$ – изменяются по линейному закону.

$$M(z_2 = 0) = 0 \quad M(z_2 = l) = 5ql^2$$

По этим данным построены эпюры $Q(z)$ и $M(z)$. При этом принимают определенный масштаб для ординат.

Для поперечных сил принят масштаб: одна единица поперечной силы lq принята равной 5 мм чертежа, одна единица изгибающего момента ql^2 принята равной 3 мм чертежа.

По эпюрам изгибающих моментов видно, что опасным сечением является сечение на расстоянии $0,375l$ от заделки $M_{\max} = 9 \frac{1}{16} ql^2$

II. Определение размеров поперечного сечения.

Вариант – а) – двутавр:

Из условия прочности балки на изгиб $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$

определяем требуемый момент сопротивления при заданных значениях ql^2 и σ :

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{9,06ql^2}{[\sigma]} = \frac{9,06 \cdot 50 \cdot 0,4^2 \cdot 10^3}{140 \cdot 10^6} = 517 \text{ см}^3$$

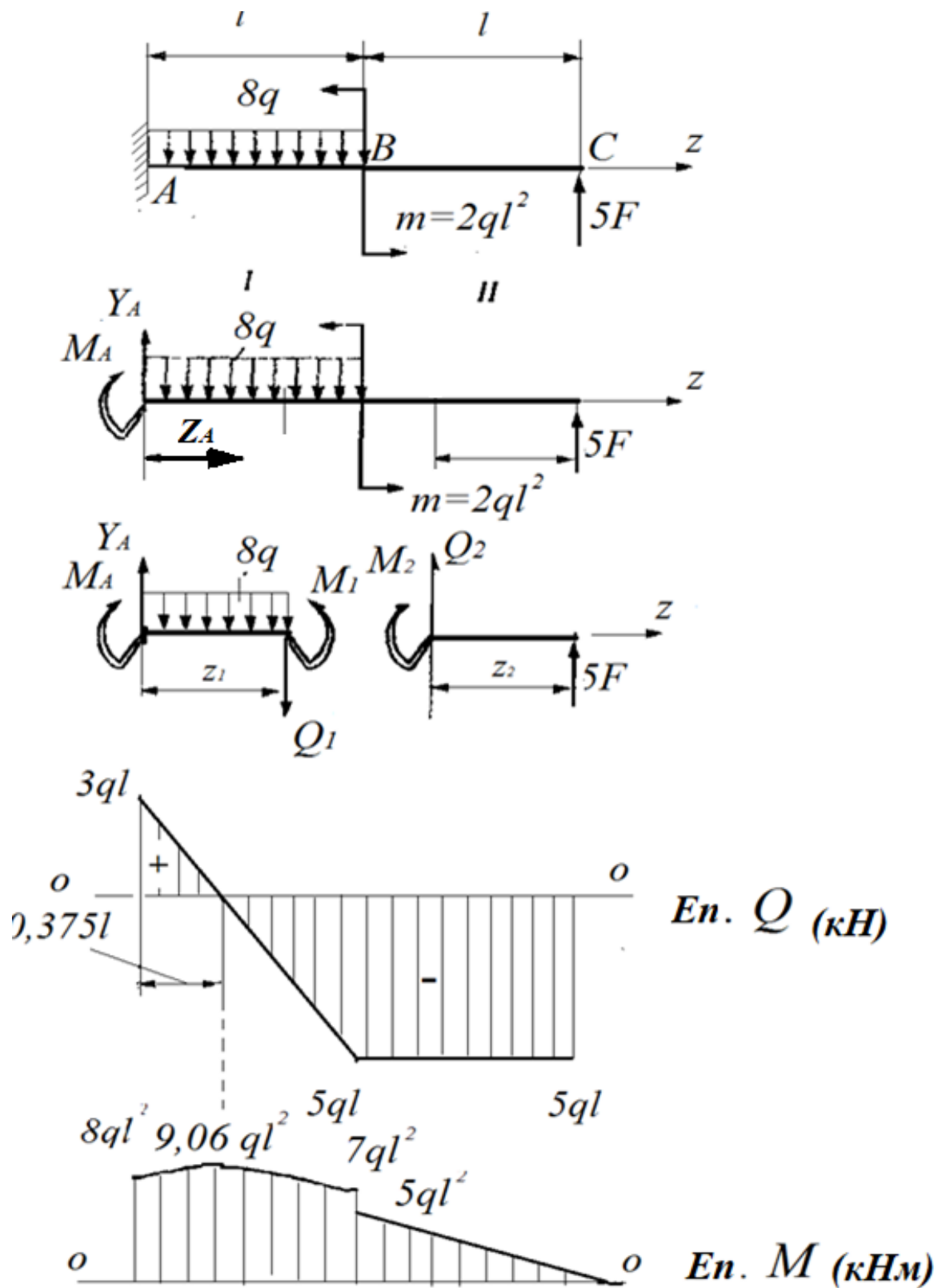


Рис. 4.4.

По таблице сортамента прокатной стали, находим соответствующий данному W_x профиль. Двутавр № 30а имеет $W_x = 518 \text{ см}^2$.

Вариант – б) -четырёхгранник:

Момент сопротивления прямоугольного сечения: $\frac{h}{b} = \alpha \quad \alpha = 2,5$

$$W_x \geq \frac{b \cdot h^2}{6} \quad h = 2,5b \quad W_x = 1,04b^3$$

Отсюда находим размеры поперечного сечения

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} \quad 1,04 \cdot b^3 \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$$

$$b \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{1,04[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{9,06 \cdot 50 \cdot 0,4^2 \cdot 10^3}{1,04 \cdot 140 \cdot 10^6}} = 0,8 \cdot 10^{-1} = 80 \quad \text{мм}$$

$$h = 2,5b = 2,5 \cdot 80 = 200 \quad \text{мм}$$

4.4. Пример выполнения задачи задача №8.

Задача №8.

Условия:

Для заданной стальной балки на двух опорах (рис.4.5).

Требуется:

– определить внутренние силовые факторы Q_y - поперечная сила и M_x - изгибающий момент. Построить их эпюры.

– из условия прочности определить размер поперечного сечения балки в двух вариантах:

– сечение двутавровое;

– сечение прямоугольное ($\frac{h}{b} = \alpha$).

Исходные данные:

– длина

$$l = 2 \text{ м}$$

– интенсивность распределения нагрузки

$$q = 60 \text{ кН/м}$$

– сосредоточенная нагрузка и пара сил

$$F=ql; \quad m=ql^2$$

– допускаемое напряжение

$$[\sigma]=160\text{МПа}$$

– модуль упругости

$$E=2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

– соотношение размеров поперечного сечения $\frac{h}{b} = \alpha = 2,4$

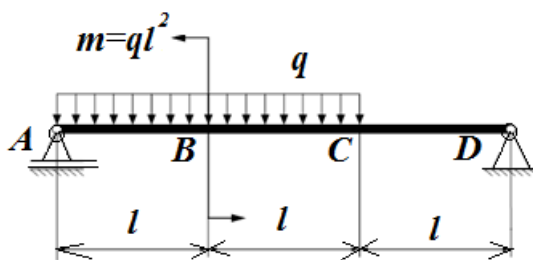
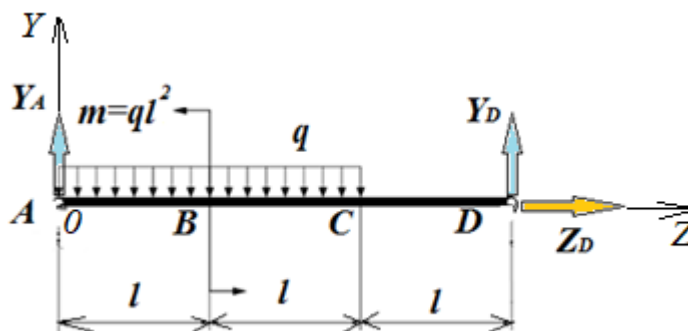


Рис.4.5.

Решение:



I. Определение внутренних силовых факторов $Q(z)$ и $M(z)$ и построение их эпюр.

Определяем опорные реакции. Для этого мысленно отбрасываем опоры A и D , заменяя их действие опорными реакциями. В неподвижном шарнире A имеем одна неизвестные реакции Y_A . В неподвижной опоре D - две реакция Y_D и Z_D . Определяем их по уравнениям равновесия для всего бруса:

$$\begin{aligned} \sum F_{zi} &= 0; & z_D &= 0; & y_A &= \frac{5}{3}ql; \\ \sum F_{yi} &= 0; & y_A + y_D - 2ql &= 0; \\ \sum \text{mom}_A(F_i) &= 0; & ql^2 - 2ql \cdot l + y_D \cdot 3l &= 0; & y_D &= \frac{1}{3}ql. \end{aligned}$$

Проверка: $\sum \text{mom}_C(F_i) = 0;$

$$-y_A \cdot 2l + ql^2 + 2ql \cdot l + y_D \cdot l = 0;$$

$$-\frac{10}{3}ql^2 + ql^2 + 2ql^2 + \frac{1}{3}ql^2 = 0; \quad 0 = 0.$$

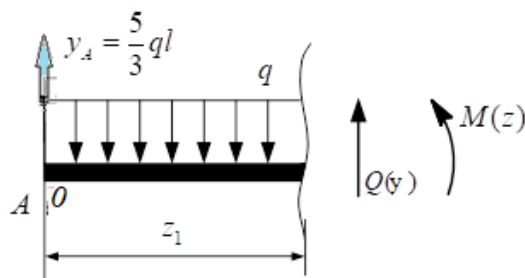
Положительные знаки найденных реакций указывают на то, что принятые направления являются верными. При получении знака «минус» направление опорной реакции должно быть изменено на противоположное.

2. Определив реакции опор Y_A и Y_D , определяем внутренние силовые факторы $Q(z)$ -поперечная сила и $M(z)$ -изгибающий момент:

Для определения $Q(z)$ и $M(z)$ применяем метод сечения. Для этого делим балку на участки. Нумерация сделана слева направо (рис.4.5.). Балка имеет три: **AB** – первый; **BC** – второй; **CD** – третий участки. На участках проводим сечения.

В поперечных сечениях имеет место изгибающий момент $M(z)$ и поперечная сила $Q(z)$. Направления принимаем положительным

1. участок $0 \leq z_1 \leq l$ (слева)



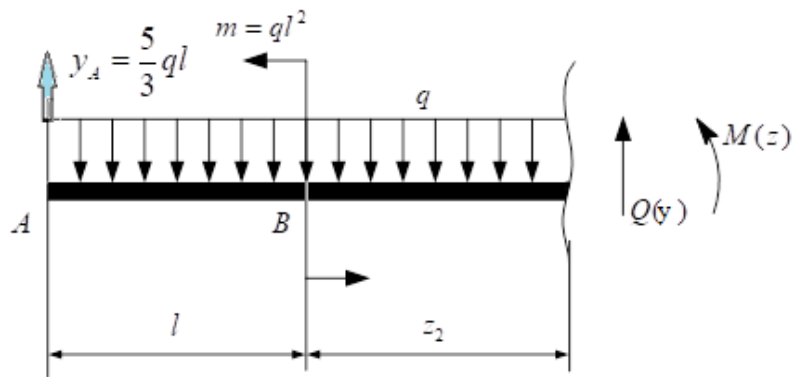
$$Q_y = \frac{5}{3}ql - qz_1; \quad Q_y(0) = \frac{5}{3}ql; \quad Q_y(l) = \frac{5}{3}ql - ql = \frac{2}{3}ql;$$

$$M_x = \frac{5}{3}ql \cdot z_1 - \frac{1}{2}qz_1^2; \quad M_x(0) = 0; \quad M_x(l) = \frac{5}{3}ql^2 - \frac{1}{2}ql^2 = \frac{7}{6}ql^2$$

$Q(z)$ – изменяется по линейному закону.

$M(z)$ – изменяется по квадратной параболе.

2. участок $0 \leq z_2 \leq l$ (справа)



$$Q_y = \frac{5}{3}ql - q(l + z_2); \quad Q_y(0) = \frac{5}{3}ql - ql = \frac{2}{3}ql;$$

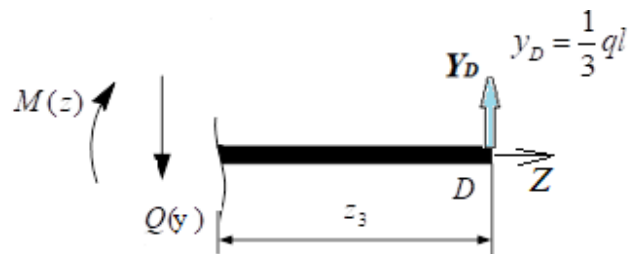
$$Q_y(l) = \frac{5}{3}ql - 2ql = -\frac{1}{3}ql;$$

$$M_x = \frac{5}{3}ql \cdot (l + z_2) - \frac{1}{2}q(l + z_2)^2 - ql^2;$$

$$M_x(0) = \frac{5}{3}ql^2 - \frac{1}{2}ql^2 - ql^2 = \frac{1}{6}ql^2$$

$$M_x(l) = \frac{5}{3}ql \cdot 2l - \frac{1}{2}q \cdot 4l - ql^2 = \frac{1}{3}ql^2$$

3 участок $0 \leq z_3 \leq l$ (справа)



$$Q_y = -\frac{1}{3}ql$$

$$M_x = \frac{1}{3}ql \cdot z_3; \quad M_x(0) = 0; \quad M_x(l) = \frac{1}{3}ql^2;$$

По этим данным построены эпюры $Q(z)$ и $M(z)$; Масштаб для поперечных сил ql принят равной 10 мм чертежа. Для изгибающих моментов одна единица принята равной 20 мм на чертеже.

II. Определение размеров поперечного сечения.

Вариант а).

И условия прочности балки на изгиб

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

$$W_x \geq \frac{|M_{\max}|}{[\sigma]} = \frac{1,167ql^2}{[\sigma]}; \quad W_x \geq \frac{1,167 \cdot 60 \cdot 2^2 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1751 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 1751 \text{ см}^3$$

По таблице сортамента прокатной стали принимаем двутавр №55, у которого $W_x = 2035 \text{ см}^3$.

Вариант б).

Момент сопротивления прямоугольного сечения

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad \text{при } h = 2,4b, \quad W_x = 0,96b^3;$$

$$b \geq \sqrt[3]{\frac{|M_{\max}|}{0,96[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1,167 \cdot 60 \cdot 2^2 \cdot 10^3}{0,96 \cdot 160 \cdot 10^6}} = 0,122 \text{ м} = 122 \text{ мм}$$

$$h = 2,4b = 300 \text{ мм}.$$

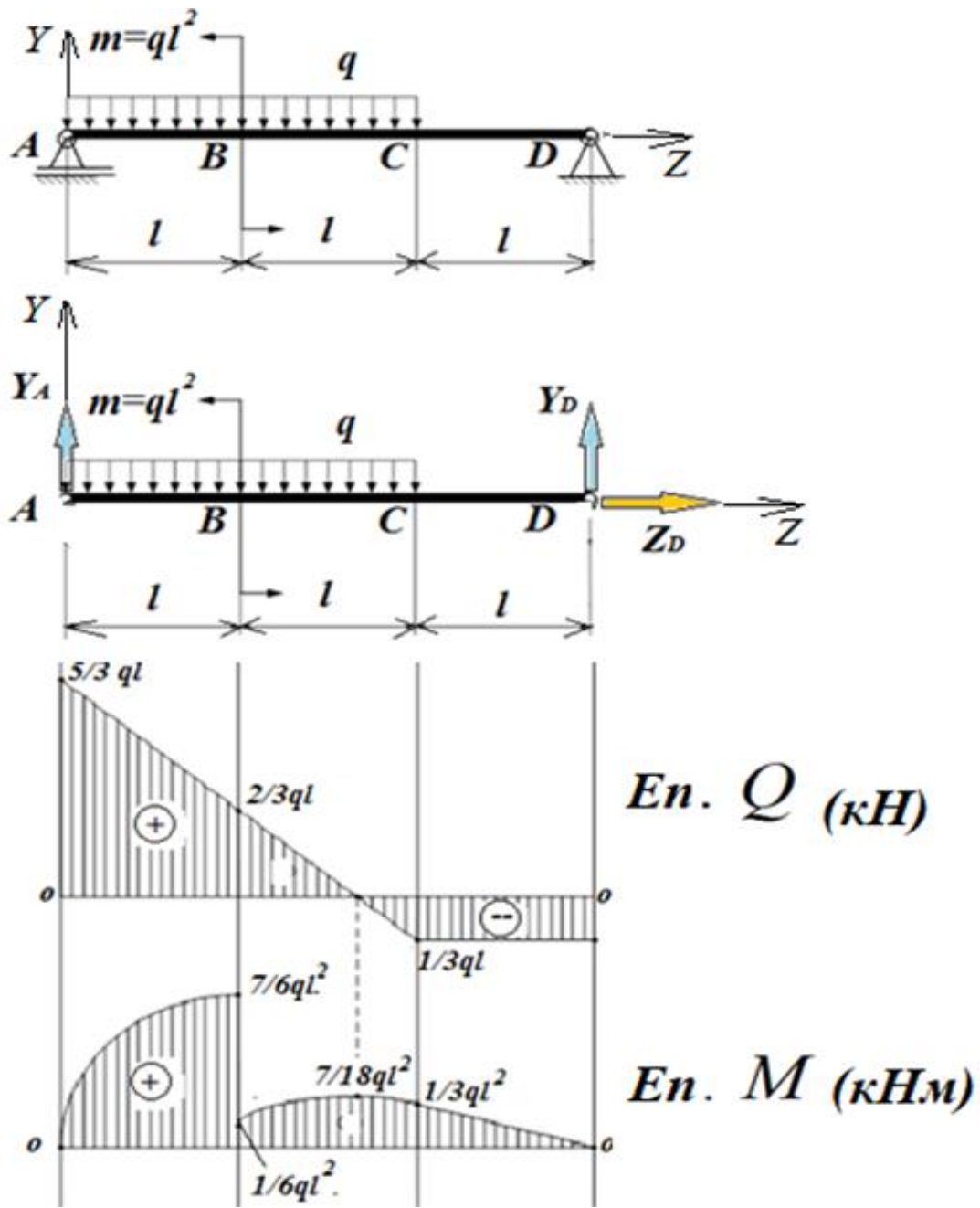
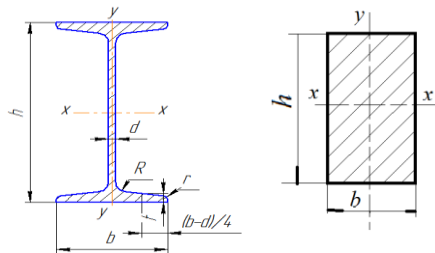


Рис. 4.5.



I_x – момент инерции сечения относительно оси X
 W_x – момент сопротивления сечения относительно оси X
 I_y – момент инерции сечения относительно оси Y
 W_y – момент сопротивления сечения относительно оси Y
 h – высота двутавра
 b – ширина основания двутавра
 d – толщина ребра двутавра
 R, r – радиусы округления
 t – средняя толщина основания
 i_x – радиус инерции сечения относительно оси X
 i_y – радиус инерции сечения относительно оси Y

№ профиля	Вес 1 погонметра	Размеры в мм.						Площадь сечения А (мм ²)	по оси x-x				по оси y-y		
		h	b	d	t	R	r		I_x	W_x	i_x	S_x	I_y	W_y	i_y
									см ⁴	см ³	см	см ³	см ⁴	см ³	см
10	11,1	100	70	4,5	7,2	7,0	3,0	14,2	244	48,8	4,15	28,0	35,3	10,1	1,58
12	13,0	120	75	5,0	7,3	7,5	3,0	16,5	403	67	4,94	38,5	43,8	11,7	1,63
14	14,8	140	82	5,0	7,5	8,0	3,0	18,9	632	90,3	5,78	51,5	58,2	14,2	1,75
16	16,9	160	90	5,0	7,7	8,5	3,5	21,5	945	118	6,63	67,0	77,6	17,2	1,90
18	18,7	180	95	5,0	8,0	9,0	3,5	23,8	1330	148	7,47	83,7	94,6	19,9	1,99
18 _a	19,9	180	102	5,0	8,2	9,0	3,5	25,4	1440	160	7,53	90,1	119	23,3	2,17
20	20,7	200	100	5,2	8,2	9,5	4,0	26,4	1810	181	8,27	102	112	22,4	2,06
20 _a	22,2	200	110	5,2	8,3	9,5	4,0	28,3	1970	197	8,36	111	148	27,0	2,29
22	23,7	220	110	5,3	8,6	10,0	4,0	30,2	2530	230	9,14	130	155	28,2	2,26
22 _a	25,4	220	120	5,3	8,8	10,0	4,0	32,4	2760	251	9,23	141	203	33,8	2,50
24	27,3	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
24 _a	29,4	240	125	5,6	9,8	10,5	4,0	37,5	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63
27	31,5	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
27 _a	33,9	270	135	6,0	10,2	11,0	4,5	43,2	5500	407	11,3	229	337	50,0	2,80
30	36,5	300	135	6,5	10,2	12	5	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
30 _a	39,2	300	145	6,5	10,7	12	5	49,9	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95
33	42,2	330	140	7,0	11,2	13	5	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	48,6	360	145	7,5	12,3	14	6	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	56,1	400	155	8,0	13,0	15	6	71,4	18930	947	16,3	540	666	85,9	3,05
45	65,2	450	160	8,6	14,2	16	7	83,0	27450	1220	18,2	699	807	101	3,12
50	76,8	500	170	9,5	15,2	17	7	97,8	39290	1570	20,0	905	1040	122	3,26
55	89,8	550	180	10,3	16,5	18	7	114	55150	2000	22,0	1150	1350	150	3,44
60	104	600	190	11,1	17,8	20	8	132	75450	2510	23,9	1450	1720	181	3,60
65	120	650	200	12,0	19,2	22	9	153	101400	3120	25,8	1800	2170	217	3,77
70	138	700	210	13,0	20,8	24	10	176	134600	3840	27,7	2230	2730	260	3,94
70 _a	158	700	210	15,0	24,0	24	10	202	152700	4360	27,5	2550	3240	309	4,01
70 _b	184	700	210	17,5	28,2	24	10	234	175370	5010	27,4	2940	3910	373	4,09

5. РАСЧЕТ СЕЧЕНИЯ РАМ И БРУСЬЕВ ПРИ ИЗГИБЕ И КРУЧЕНИИ

5.1. Условия задач №9.

На стальную раму действует система внешних сил, как показано на схеме в задании. Номер задания и варианты исходных данных приведены в таблицах №5.1. и №5.2.

Требуется:

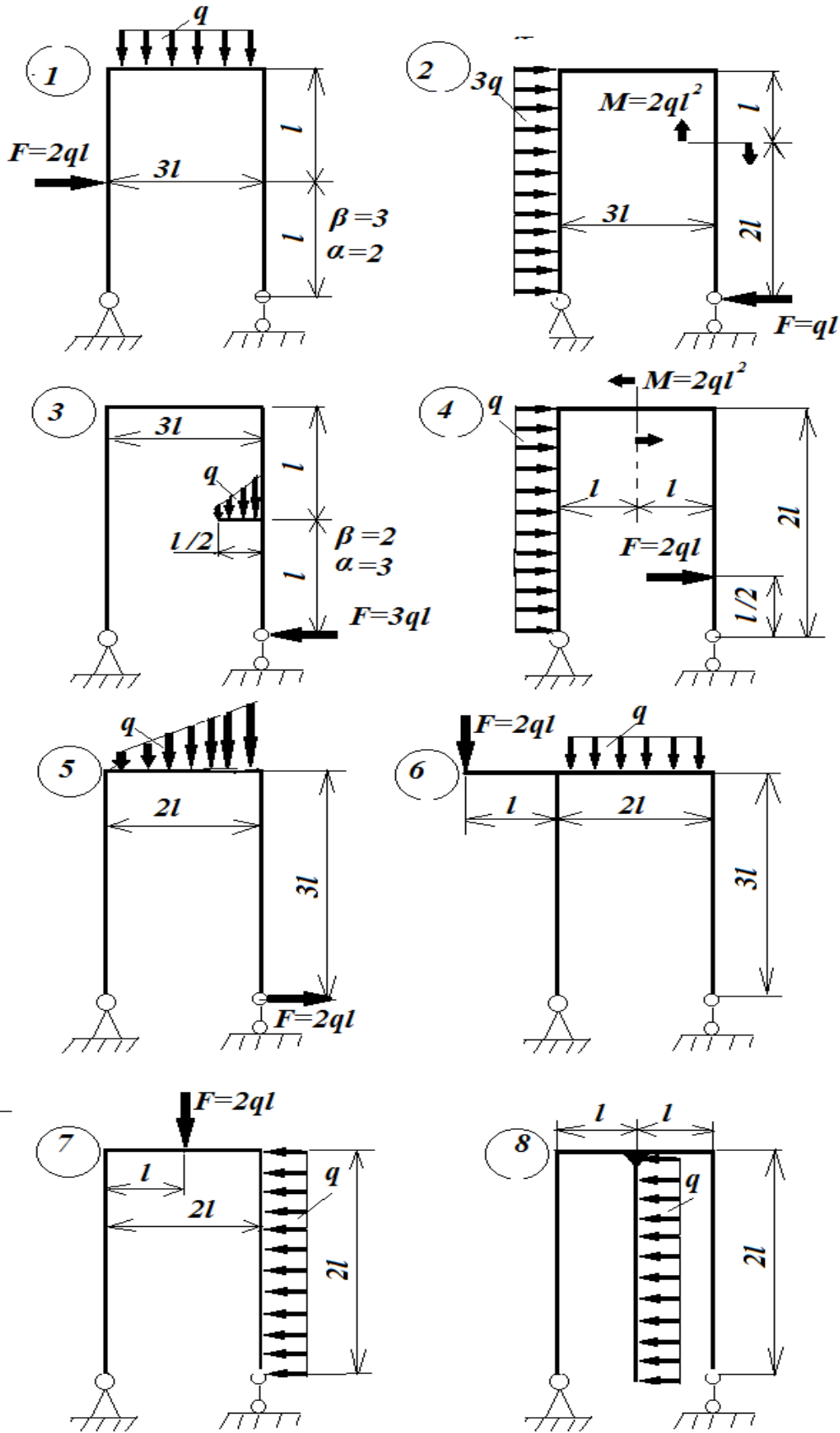
Определить внутренние силовые факторы (продольные силы, изгибающие моменты и поперечные моменты) и построить эпюры N , Q и M .

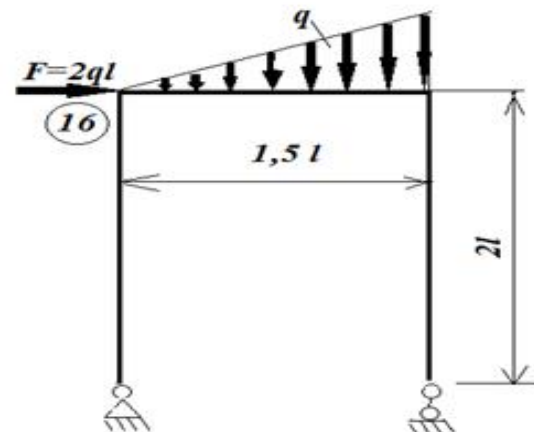
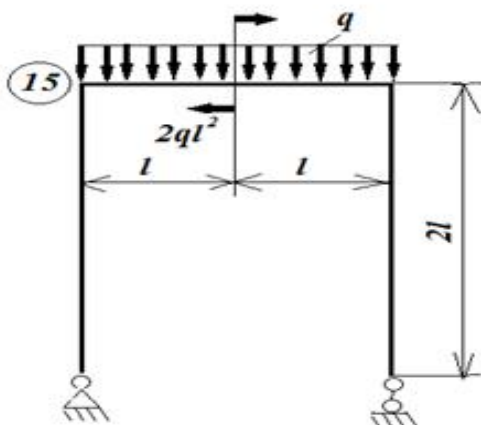
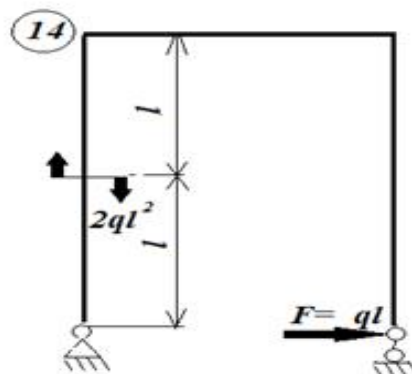
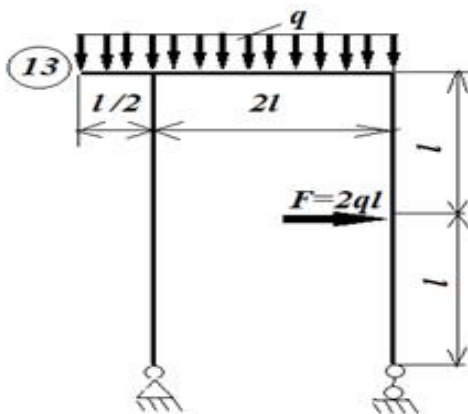
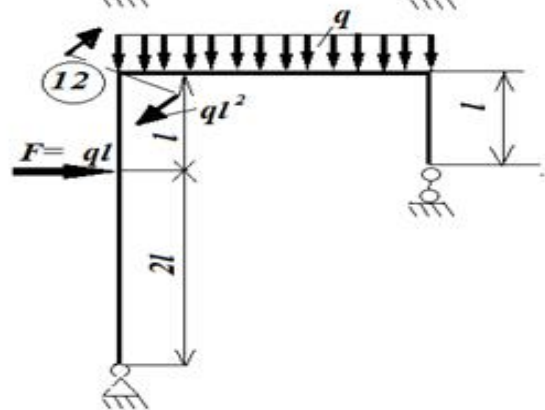
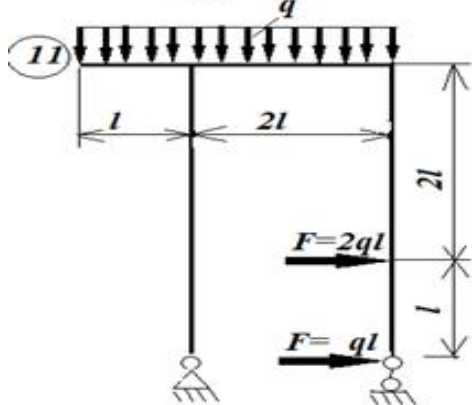
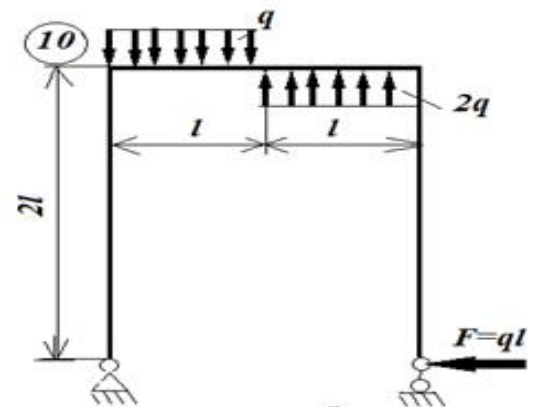
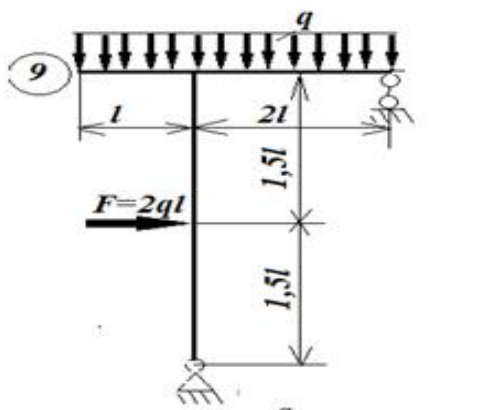
Из условия прочности определить размеры поперечного сечения рамы, считая ею прямоугольным.

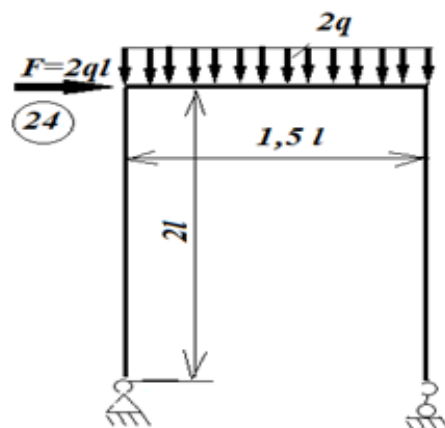
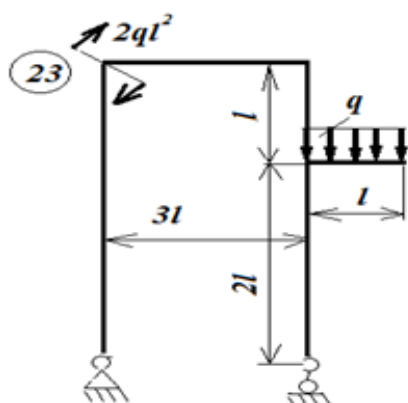
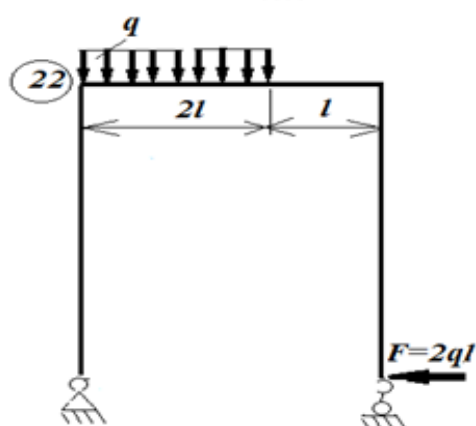
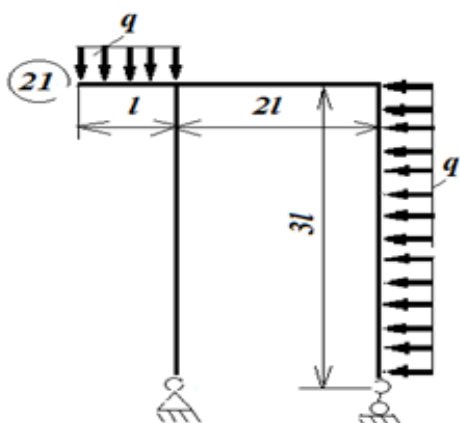
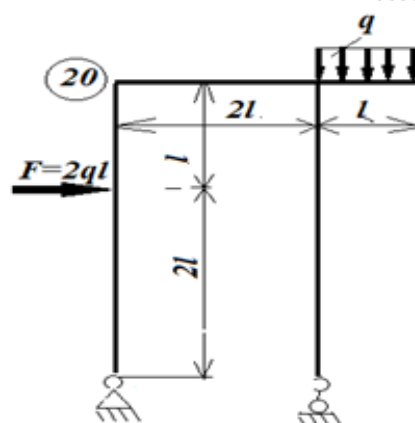
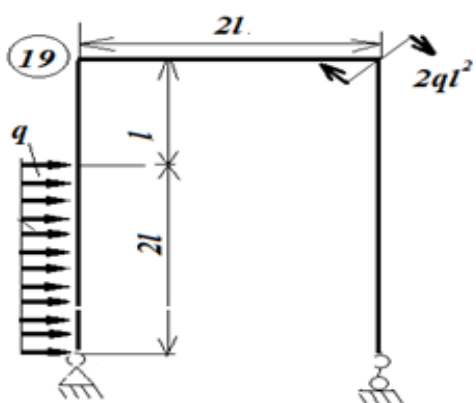
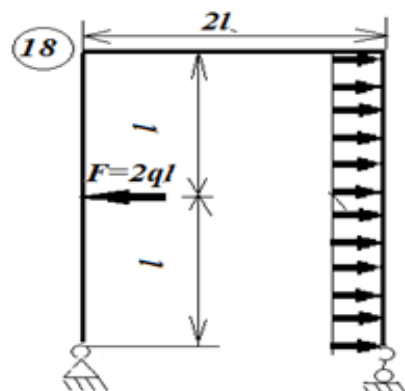
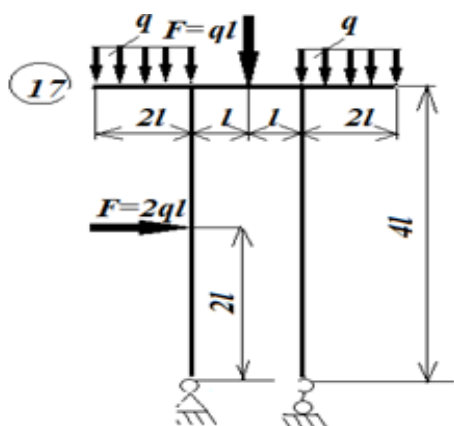
Система единиц и принятые обозначения.

<i>Используется международная система единиц</i>	<i>СИ.</i>
<i>Обозначение величин.</i>	
<i>Система координат:</i>	
– <i>правая, продольная ось</i> —	Z ,
– <i>оси в поперечном сечении</i> —	X, Y .
<i>Нагрузка, внешняя сила</i> —	F .
<i>Внешний вращающий момент (пара сил)</i> —	m .
<i>Внутренние силовые факторы:</i>	
– <i>продольная сила</i> —	$N(z)$,
– <i>поперечные силы</i> —	Q_x, Q_y ;
– <i>изгибающие моменты</i> —	M_x, M_y ;
– <i>крутящий момент</i> —	T .
<i>Моменты инерции плоского сечения:</i>	
– <i>осевой</i> —	I_x, I_y
– <i>полярный</i> —	I_p .

<i>– Центробежный –</i>	I_{xy}
<i>Моменты сопротивления осевые, полярный —</i>	W_x, W_y, W_p
<i>Касательное напряжение —</i>	$\tau.$
<i>Допускаемое номинальное напряжение:</i>	
<i>– Нормальное —</i>	$[\sigma],$
<i>– касательное —</i>	$[\tau]$
<i>Модуль сдвига —</i>	$G.$
<i>Жесткость при кручении, при изгибе —</i>	GI_p, GI_x
<i>Угол закручивания бруса -</i>	φ
<i>Вертикальное перемещение поперечного сечения —</i>	y
<i>Угол поворота поперечного сечения бруса</i>	θ







5.2. Пример расчета стальной рамы. Задача №9.

Задача №9.

Условия:

На стальную раму действуют внешние силы (рис. 5.1.).

Требуется:

Определить и построить эпюры: $N(z)$ – продольной силы;

$Q(y)$ – поперечной силы; $M(x)$ – поперечного момента.

Определить размеры поперечного сечения рамы, считая его прямоугольным.

Дано:

– длина

$$l = 2 \text{ (м)}$$

– интенсивность распределенной силы

$$q = 60 \text{ [кН / м]}$$

– допускаемое нормальное напряжение

$$[\sigma] = 160 \text{ [МПа]}$$

отношение сторон четырёхгранника

$$\alpha = \frac{h}{b} = 2,4$$

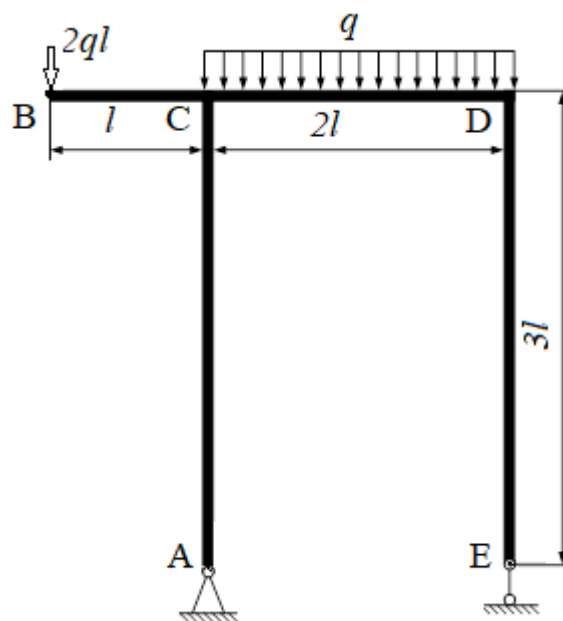


Рис. 5.1.

Решение:

Заменим опоры реакциями, а распределенную силу результирующей (Рис.5.2.):

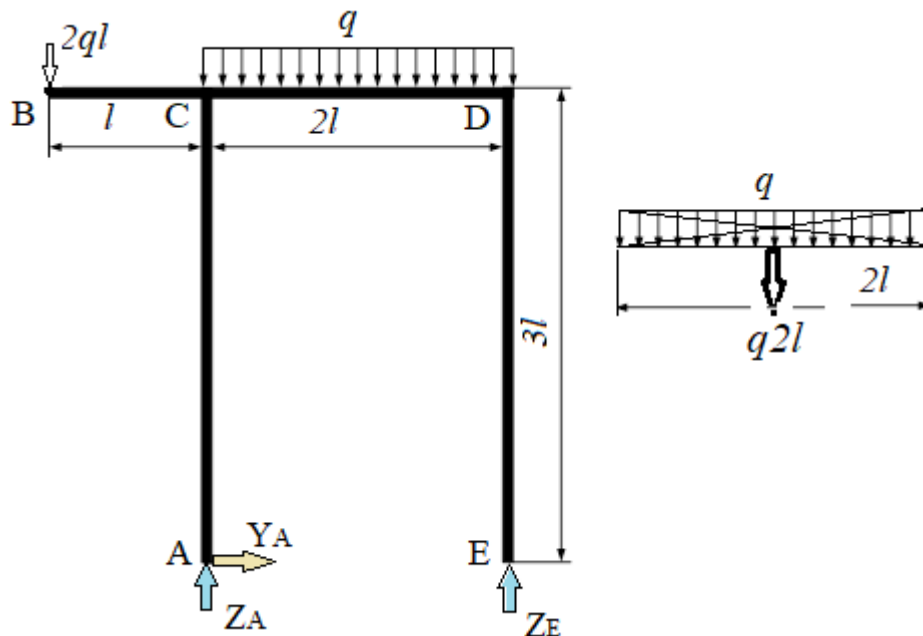


Рис.5.2.

Для нахождения реакций опор составим уравнения равновесия системы:

$$\sum F_{yi} = 0; \quad Y_A = 0;$$

$$\sum \text{mom}_A(F_i) = 0; \quad 2ql \cdot l - 2ql \cdot l + Z_E \cdot 2l = 0; \quad Z_E = 0;$$

$$\sum \text{mom}_B(F_i) = 0; \quad -Z_A \cdot 2l + 2ql \cdot 3l + 2ql \cdot l = 0; \quad Z_A = \frac{8ql^2}{2l} = 4ql.$$

Выполним проверку. Для этого составим уравнение моментов относительно точки **B**:

$$\sum \text{mom}_B(F_i) = 0;$$

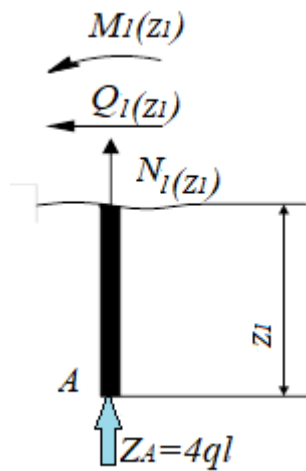
$$Z_A \cdot l - 2ql \cdot 2l + Z_E \cdot 3l + Y_A \cdot 3l = 0;$$

$$4ql \cdot l - 2ql \cdot 2l + 0 \cdot 3l + 0 \cdot 3l = 0; \quad 0 \equiv 0.$$

Таким образом, реакции опор найдены, верно.

Разделим тело на четыре участка: **AC** – первый, **BC** – второй, **DC** – третий, **ED** – четвертый.

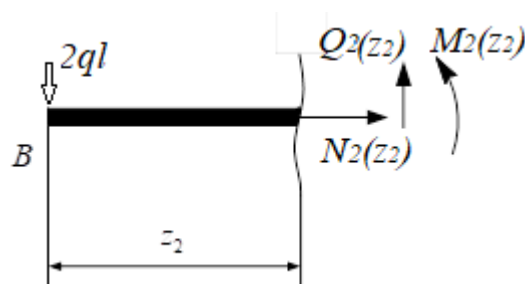
Определим внутренние силы $N_1(z_1)$, $Q_1(z_1)$, $M_1(z_1)$ при $0 \leq z_1 \leq 3l$ в первый **AC** участке



$$N_1(z_1) + 4ql = 0 \quad N_1(z_1) = -4ql - \text{const}$$

$$Q_1(z_1) = 0 \quad M_1(z_1) = 0$$

Определим внутренние силы $N_2(z_2)$, $Q_2(z_2)$, $M_2(z_2)$ при $0 \leq z_2 \leq l$ в второй **BC** участке

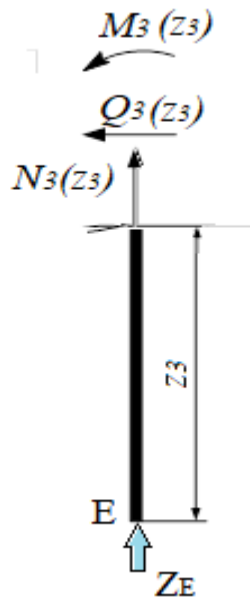


$$Q_2(z_2) - 2ql = 0; \quad Q_2(z_2) = 2ql - \text{const};$$

$$M_2(z_2) - 2ql \cdot z_2 = 0; \quad M_2(z_2) = 2ql \cdot z_2; \quad M_2(0) = 0;$$

$$M_2(l) = 2ql^2;$$

Определим внутренние силы $N_3(z_3)$, $Q_3(z_3)$, $M_3(z_3)$ при $0 \leq z_3 \leq l$ в третий **ED** участке



Из-за $Z_E = 0$, и отсутствует поперечная сила:

$$N_3(z) = 0 \quad Q_3(z) = 0 \quad M_3(z) = 0$$

Определим внутренние силы $N_4(z_4)$, $Q_4(z_4)$, $M_4(z_4)$ при $0 \leq z_4 \leq 2l$ в четвёртой **DC** участке

$$N_4(z) = 0$$

$$Q_4(z) + qz_4 - Z_E = 0;$$

$$Q_4(z) = -qz_4; \quad Q_4(0) = 0;$$

$$Q_4(2l) = -2ql;$$

$$M_4(z) - q \frac{z_4^2}{2} + Z_E \cdot z_4 = 0;$$

$$M_4(z) = q \frac{z_4^2}{2}; \quad M_4(0) = 0;$$

$$M_4(2l) = 2ql^2;$$

Определение размеров поперечной сечение.

Из условия прочности при изгибе:

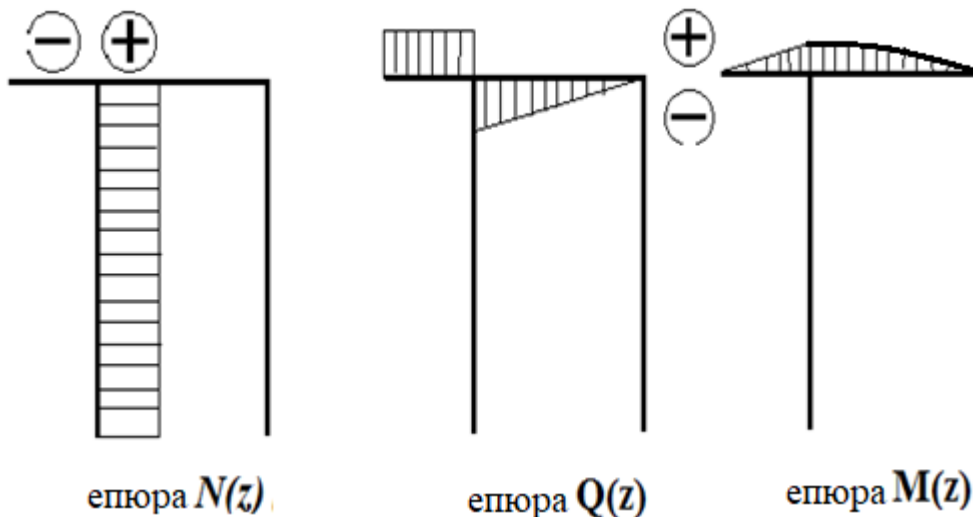
$$\sigma_{\max}(z) \leq \frac{|M_{\max}|}{W_x} \leq [\sigma_{cm}], \quad W_x \geq \frac{|M_{\max}|}{[\sigma]} = \frac{2ql^2}{[\sigma]}$$

Момент сопротивления прямоугольного четырехгранника

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad \text{при } h = 2,4b; \quad W_x = 0,96b^3;$$

$$b \geq \sqrt[3]{\frac{2ql^2}{0,96[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 60 \cdot 2^2 \cdot 10^3}{0,96 \cdot 160 \cdot 10^6}} = 0,146 \text{ м} = 146 \text{ мм}$$

Принимаем $b = 150 \text{ мм}$, тогда $h = 2,4b = 360 \text{ мм}$.



РАЗДЕЛ: ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Рычажные механизмы широко применяется во всех областях современной техники: это двигатели внутреннего сгорания, компрессоры, подъёмные механизмы, прессы, станки, дробилки и другие технологические машины, механизмы приборов и т. д., вплоть до рабочих механизмов роботов и манипуляторов.

Студент должен знать строение простейших рычажных механизмов и методы их кинематического анализа. Величины кинематических параметров точек и звеньев механизмов в целом ряда случаев являются критерием их работоспособности. Кроме того, кинематический анализ является предшествующим этапом при силовом и динамическом исследовании механизмов.

Расчетно-графические, курсовые работы и курсовой проект оформляется на стандартных листах бумаги формата А4 рукописном или машинном способом.

Терминология и определения в тексте должны быть еденными и соответствовать установленным стандартам-общепринятым в научно-технической литературе. Сокращение слов в тексте недопекается за исключением сокращений, установленных ГОСТом.

Все расчетные формулы приводятся сначала в общем виде, нумеруется, дается объяснение обозначения и размерность всех входящих в формулу величин, затем подставляется их численные значения и дается результат. Все расчеты должны быть выполнены в международной системе единиц СИ.

Графическая часть работы выполняется на чертежной бумаге формате А1 с простановкой всех необходимых размеров.

Для углубленного изучения структурного анализа механизма студентами приведены кинематические схемы плоских механизмов, выполняющие различные технологические процессы в производстве.

Студент, анализируя кинематических схем этих технологических машин расширяет представление о кинематических парах и цепях, а также их степенью подвижности.

Требования к оформлению работы.

РГР оформляется на стандартных листах писчей бумаги формата А4. Первой страницей РГР является титульный лист.

Каждую задачу следует начинать с новой страницы, полностью приводить условие задачи и необходимые числовые данные. Расчетная схема должна быть вычерчена аккуратно, в масштабе, с указанием всех величин, необходимых для расчета.

Решение должно сопровождаться краткими, последовательными и грамотными, без сокращения слов, объяснениями. Следует избегать многословных пояснений и пересказов учебника, памятуя, что язык техники — формула и чертеж.

Пользуясь формулами, следует указать значения величин, входящих в нее, их физический смысл, размерность. Решения задач производят в буквенном виде и только в конечный результат подставляют числовые величины. Окончательный результат подчеркнуть и указать размерность.

Вычисления производят с помощью карманных калькуляторов. Не следует приводить большое число значащих цифр после запятой. Вычисления должны соответствовать практической точности. Расчеты должны быть выполнены в международной системе единиц СИ.

Объем и содержание работы

Студент должен выполнять структурное и кинематическое исследование одного рычажного механизма в соответствии с полученным заданием по варианту.

Здесь приведены несколько часто встречающихся виды кривошипно-ползунного и синусного механизмов.

Порядок работы:

- выбрав масштаб длин, вычертить тонкими линиями 12 планов положений механизма через каждые 30° угла поворота кривошипа, заданное положение выделить жирно, на нем указать номера звеньев и буквенные обозначенные кинематических пар;

- выполнить структурный анализ заданного плоского рычажного механизма, определив количество звеньев, кинематических пар и число степеней подвижности.

Построить:

- кинематическую диаграмму перемещений ведомого звена;
- путем ее графического дифференцирования диаграмму скорости;

- повторным дифференцированием-диаграмму ускорений.

- вычислить масштабы построенных диаграмм, указать их на чертеже.

- для заданного положения механизма определит величины скорости и ускорения ведомого звена, пользуясь замерами с диаграмм скоростей и ускорений;

- для заданного положения механизма построить план скоростей и план ускорений, указать масштабы построений. Вычислить численные величины скорости и ускорения ведомого звена, пользуясь планами;

- для заданного положения механизма вычислить скорость и ускорение ведомого звена аналитическим методом;

- дать сравнительную таблицу результатов подсчетов параметров тремя методами, показать расхождение в % первых двух результатов с аналитическим.

ЗАДАНИЕ 1

Произвести структурное и кинематическое исследование дезаксиального кривошипно-ползунного механизма строгального станка.

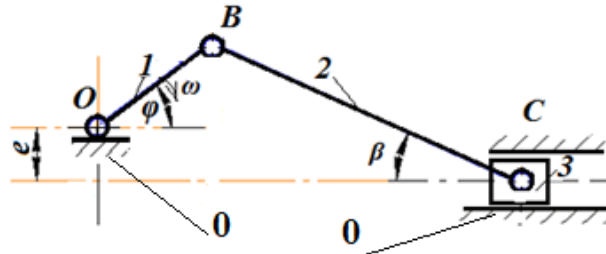


Рис.1. Схема механизма.

Таблица 1

Варианты	l_{OB} – размер кривошипа (м)	l_{BC} – размер шатуна (м)	e – размер дезаксиала (м)	ω_1 угловая скорость кривошипа (рад/с)	Заданное положение механизма
1.	0,090	0,280	0,040	8	2
2.	0,090	0,260	0,040	8	1
3.	0,090	0,300	0,040	8	4
4.	0,090	0,320	0,040	8	5
5.	0,096	0,320	0,044	12	7
6.	0,096	0,300	0,044	12	8
7.	0,096	0,260	0,044	12	10
8.	0,096	0,280	0,044	12	11
9.	0,100	0,280	0,048	8	1
10.	0,100	0,300	0,048	8	2
11.	0,100	0,320	0,048	8	5
12.	0,100	0,340	0,048	8	4
13.	0,104	0,300	0,050	12	10
14.	0,104	0,280	0,052	12	11
15.	0,104	0,320	0,052	12	8
16.	0,106	0,310	0,046	10	9
17.	0,105	0,305	0,045	9	10
18.	0,102	0,315	0,047	11	9
19.	0,103	0,320	0,048	10	10
20.	0,106	0,300	0,050	12	8
21.	0,100	0,310	0,043	11	2

22.	0,098	0,290	0,044	9	4
23.	0,096	0,295	0,042	12	6
24.	0,102	0,280	0,050	13	8
25.	0,099	0,300	0,052	8	7

ЗАДАНИЕ 2

Произвести структурное и кинематическое исследование кривошипно-ползунного механизма вырубного пресса.

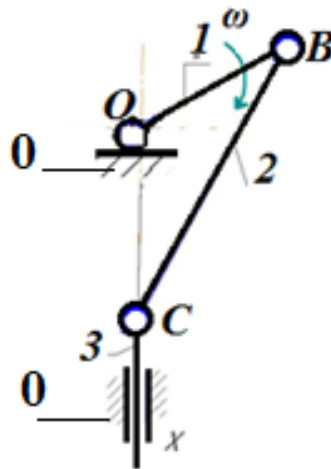


Рис.2. Схема механизма.

Таблица 2

Варианты	l_{OB} - размер кривошипа (м)	l_{BC} - размер шатуна (м)	ω_1 угловая корость кривошипа (рад/с)	Заданное положение механизма
1.	0,075	0,204	15	1
2.	0,075	0,210	22	2
3.	0,075	0,255	18	4
4.	0,075	0,234	20	5
5.	0,075	0,240	15	7
6.	0,066	0,210	12	8
7.	0,066	0,225	14	10
8.	0,066	0,234	16	11
9.	0,066	0,204	15	2
10.	0,066	0,240	22	1
11.	0,072	0,210	15	5
12.	0,072	0,204	16	4
13.	0,072	0,234	18	11

14.	0,072	0,225	15	10
15.	0,072	0,240	18	7
16.	0,069	0,210	14	8
17.	0,069	0,204	16	1
18.	0,069	0,225	18	2
19.	0,069	0,234	14	4
20.	0,069	0,240	18	5
21.	0,071	0,220	12	3
22.	0,070	0,230	14	6
23.	0,073	0,235	15	7
24.	0,074	0,240	16	8
25.	0,075	0,245	17	11

ЗАДАНИЕ 3

Произвести структурное и кинематическое исследование кривошипно-ползунного механизма компрессора .

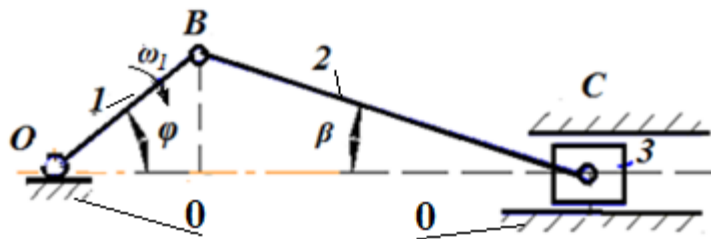


Рис.3. Схема механизма.

Таблица 3

Варианты	l_{OB} - размер кривошипа (м)	l_{BC} - размер шатуна (м)	ω_1 угловая скорость кривошипа (рад/с)	Заданное положение механизма
1.	0,050	0,140	22	1
2.	0,055	0,154	24	2
3.	0,060	0,170	20	4
4.	0,065	0,182	21	5
5.	0,050	0,150	22	2
6.	0,052	0,156	24	1
7.	0,054	0,162	20	5
8.	0,058	0,172	21	4
9.	0,062	0,186	23	1

10.	0,065	0,192	21	2
11.	0,050	0,160	22	5
12.	0,055	0,176	24	4
13.	0,060	0,192	23	2
14.	0,065	0,190	20	1
15.	0,050	0,145	21	4
16.	0,060	0,174	22	5
17.	0,050	0,155	24	1
18.	0,060	0,186	21	2
19.	0,050	0,170	22	4
20.	0,055	0,188	20	5
21.	0,056	0,162	22	8
22.	0,058	0,164	23	11
23.	0,059	0,166	24	10
24.	0,062	0,168	16	7
25.	0,066	0,172	18	8

ЗАДАНИЕ 4

Синусный механизм прибора с горизонтальным движением

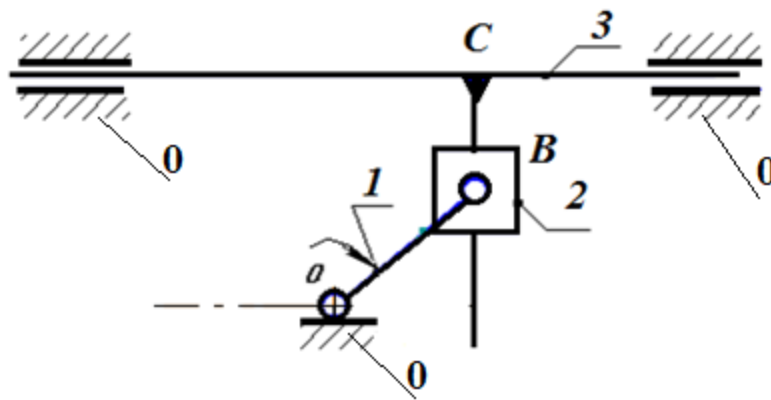


Рис.4. Схема механизма.

Таблица 4

Варианты	l_{OB} -размер кривошипа (м)	ω_1 -угловая скорость кривошипа (рад/с)	Заданное положение механизма
1.	0,044	25	1
2.	0,046	25	2
3.	0,048	25	4
4.	0,050	25	5
5.	0,052	25	7

6.	0,045	25	8
7.	0,047	25	10
8.	0,049	25	11
9.	0,066	18	2
10.	0,069	18	1
11.	0,072	18	5
12.	0,075	18	4
13.	0,078	18	11
14.	0,088	18	10
15.	0,092	16	7
16.	0,100	16	8
17.	0,104	16	1
18.	0,090	14	2
19.	0,094	14	4
20.	0,098	14	5
21.	0,082	12	7
22.	0,086	13	11
23.	0,088	15	10
24.	0,090	19	5
25.	0,096	22	4

ЗАДАНИЕ 5

Синусный механизм прибора с вертикальным движением

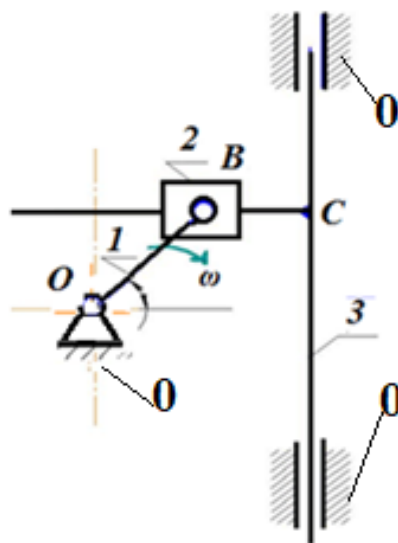


Рис.5. Схема механизма.

Таблица 5

Варианты	l_{OB} - размер кривошипа (м)	ω_1 угловая скорость кривошипа (рад/с)	Заданное положение механизма
1.	0,110	8	2
2.	0,115	8	1
3.	0,120	8	4
4.	0,125	8	5
5.	0,088	12	7
6.	0,092	12	8
7.	0,096	12	10
8.	0,100	12	11
9.	0,090	16	5
10.	0,094	16	4
11.	0,098	16	2
12.	0,104	16	1
13.	0,066	8	7
14.	0,069	8	8
15.	0,072	8	10
16.	0,078	8	11
17.	0,075	14	1
18.	0,066	14	2
19.	0,069	14	4
20.	0,072	14	5
21.	0,076	15	7
22.	0,078	10	10
23.	0,082	18	11
24.	0,084	22	8
25.	0,094	20	7

1. Построение 12 планов положений механизма

Величина масштаба длин определяется как отношение отрезка \overline{OB} на чертеже (в мм) к истинной длине того же отрезка (в м):

$$\mu_s = \frac{l_{OB}}{\overline{OB}} \left[\frac{м}{мм} \right]$$

Построение планов положений начинаем с вычерчивания окружности радиуса \overline{OB} – траектории точки B кривошипа. Затем для кривошипно-ползунного механизма строим линию движения ползуна (траекторию точки C). Для механизмов с дезаксиалом (задание №1) эта линия отстоит от оси O на расстояние e , величину которого надо отложить в принятом масштабе. Для механизмов без дезаксиала (задания 2 и 3) эта линия проходит через ось O .

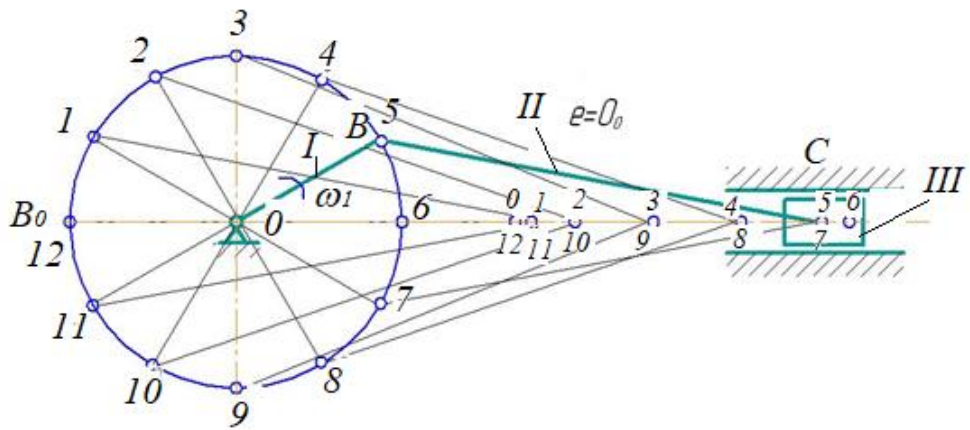
Выбираем, как это принято, за нулевое положение кривошипа такое его положение, которое соответствует остановке ведомого звена (точки C) в крайней левой точке C_0 своего хода (задания 1 и 3) либо в верхней точке хода (задание 2). (рис.6 а и б), (рис. 6, 9, 10). При этом шатун и кривошип наложатся друг на друга. Поэтому, чтобы найти нулевое положение кривошипа для механизмов с дезаксиалом, надо из точки O на линии движения ползуна сделать засечку радиусом, равным разности: $\overline{BC} - \overline{OB}$. Полученную точку C_0 соединить с точкой O и на продолжении C_0O в пересечении с окружностью OB получим точку B_0 . OB_0 – нулевое положение кривошипа.

Для синусного механизма за нулевое выбираем положение кривошипа, перпендикулярное поступательно движущейся кулисе, т.е., левое горизонтальное, если кулиса движется горизонтально (задание №4, рис. 1в) или вертикально выше оси O , если кулиса движется вертикально (задание №5, рис. 1 г, рис. 10).

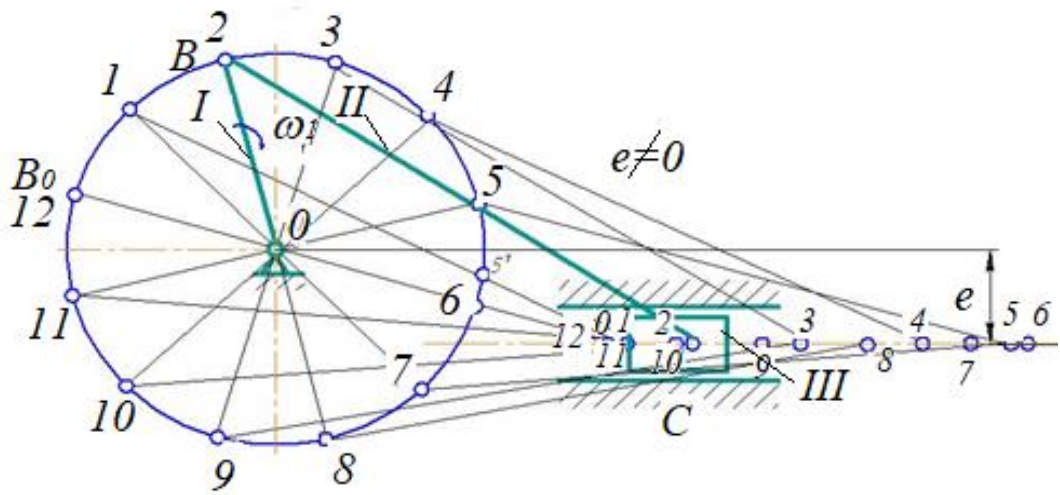
Строим 12 положений кривошипа через каждые 30° угла его поворота, начиная отсчет от положения OB_0 . Положения остальных звеньев находим методом засечек. Так, для кривошипно-ползунных механизмов, чтобы найти все положения точки C надо из положений 1,2... точки B на окружности OB сделать засечки длиной \overline{BC} на линии движения ползуна.

Все 12 положений механизма вычерчиваем тонкими линиями, затем заданное – выделяем жирно.

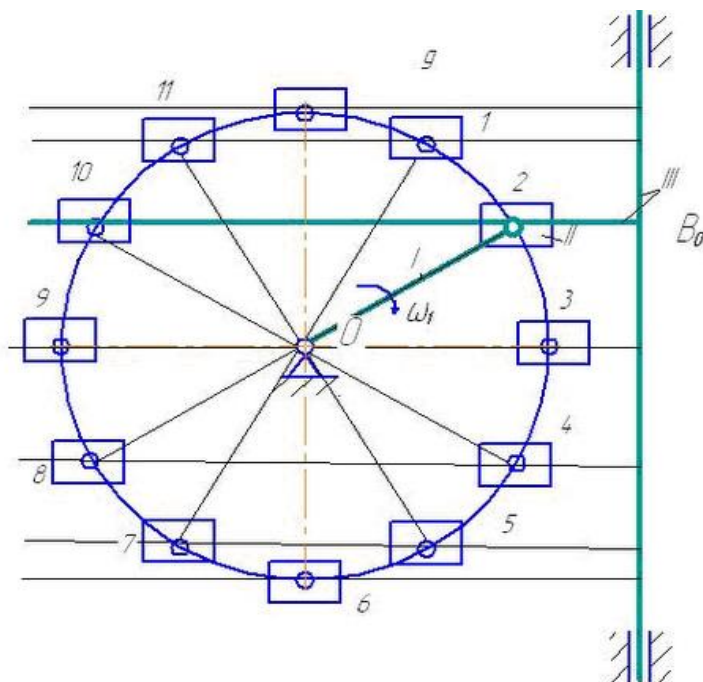
a)



b)



B)



а)

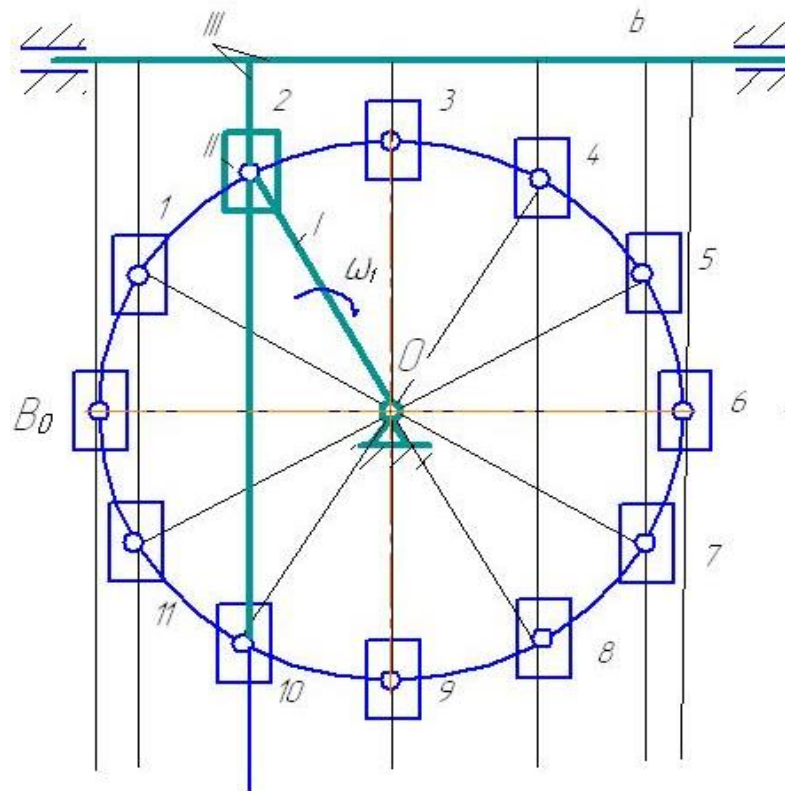
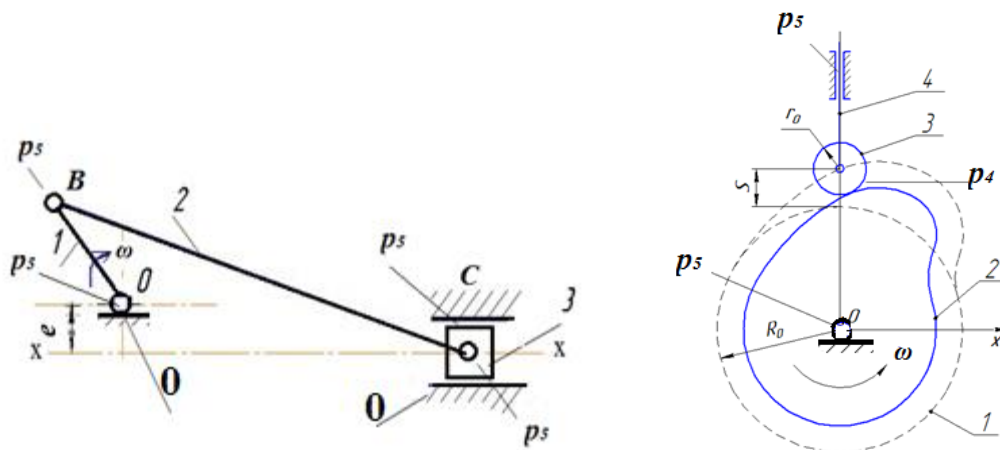


рис. 6.

2. Структурный анализ механизма

Механизмы, приведенные в заданиях, состоят из четырех звеньев: трех подвижных и одного неподвижного (стойки). Между собой звенья связаны при помощи подвижных соединений, называемых кинематическими парами. В кривошипно-ползунном механизме звенья связаны между собой тремя вращательными и одной поступательной одноподвижными кинематическими парами (V класса), в синусном механизме – две вращательные и две поступательные, т.е. в обоих механизмах $p_5 = 4$.

Число степеней подвижности плоского механизма определяется по формуле П.Л. Чебышева:



$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 1 = 1$$

где n – число подвижных звеньев в механизме, p_5 – число кинематических пар V класса, p_4 – число кинематических пар IV класса.

Если для плоского механизма $W = 1$, следовательно, у механизма одно ведущее звено, и положения всех звеньев зависят от одной независимой обобщенной координаты, в рассматриваемых механизмах – от угла φ поворота кривошипа и кулачка.

3. Построение кинематических диаграмм

а) Построение диаграммы перемещения ведомого звена

В прямоугольной системе координат по оси абсцисс отложим отрезок \overline{OD} , изображающий время t одного оборота кривошипа и делим его на 12 равных частей, получим точки 1, 2, ..., 12. От этих точек вдоль оси ординат отложим величины перемещения точки C – от стояния точки C от ее нулевого положения C_0 , т.е. отрезки $\overline{C_0-1}$, $\overline{C_0-2}$... (рис. 9, 10, 8).

б) Построение диаграмм скоростей и ускорений

Диаграмма скоростей может быть получена путем графического дифференцирования диаграмм перемещений, диаграмма ускорения – путем графического дифференцирования диаграмм скоростей. Для графического дифференцирования рекомендуется применить метод хорд.

в) Метод хорд графического дифференцирования

Под диаграммой перемещений строим оси координат искомой диаграммы скоростей (рис. 2), и на продолжении оси абсцисс влево откладываем вспомогательный отрезок $OK_1 = H_1$. (о выборе величин H_1 и H_2 рекомендации приведены выше).

Кривая изменения перемещений заменяется ломаной линией, т.е. для каждого промежутка времени проводится хорда: отрезки $\overline{0-1'}$, $\overline{1'-2'}$, $\overline{2'-3'}$..., точки I, II, III... получаем в пересечении этих лучей с осью ординат. На оси ординат эти точки отсекают отрезки, пропорциональные средним скоростям соответствующих участков диаграммы.

При помощи вспомогательных горизонтальных прямых переносим полученные ординаты на середины соответствующих участков, получаем точки $a, b, c...$ Соединяем их плавной кривой.

Отметим, что для кривошипно-ползунных механизмов без дезаксиала ($e=0$) и для синусных механизмов кривая изменения скорости является центральносимметричной, центр симметрии – точка б. Для кривошипно-ползунного механизма с дезаксиалом ($e \neq 0$) симметричности не будет (рис. 8, 9, 10).

Повторное дифференцирование выполняется аналогично, хорды на диаграмме скоростей рекомендуется проводить как отрезки $\overline{0-1''}$, $\overline{1''-2''}$, $\overline{2''-3''}$..., а не по точкам $a, b, ...$

Отметим, что для кривошипно-ползунных механизмов с $e=0$ и для синусных механизмов кривая изменения ускорений будет симметрична относительно оси симметрии, проходящей

вертикально через точку б. Для кривошипно-ползунных механизмов с $e \neq 0$ симметрии не будет (рис. 8, 9, 10).

г) *Масштабы кинематических диаграмм.*

Время одного оборота кривошипа равно: $T = \frac{60}{n_1} = \mu_t l$ сек., на диаграмме время T изображено отрезком \overline{OD} на оси абсцисс, т.е. масштаб времени можно подсчитать по формуле:

$$\mu_t = \frac{60}{n_1 O_1 D} = \frac{60}{\frac{30\omega_1}{\pi} O_1 D} = \frac{2\pi}{\omega_1 O_1 D} \text{ с / мм} \quad (1)$$

Отрезок \overline{OD} одновременно изображает 1 оборот кривошипа (2π радиан) в масштабе

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{O_1 D} \text{ рад / мм} \quad (2)$$

Масштаб скоростей и ускорений определяются по формулам:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t H_1} \left(\frac{\text{м / с}}{\text{мм}} \right) \quad (3)$$

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} \left(\frac{\text{м / с}^2}{\text{мм}} \right) \quad (4)$$

д) *О выборе величин вспомогательных отрезков H_1 и H_2 при графическом дифференцировании*

При выборе вспомогательных отрезков H_1 и H_2 нужно учитывать, что от их величин зависит высота искомой диаграммы: чем больше эти отрезки, тем выше получится максимальная ордината диаграммы.

Целесообразно выбирать $H_1 = H_2 = \mu_\varphi$, упрощается формула для подсчета масштабов диаграмм:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1} = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot \mu_\varphi} = \frac{\mu_s}{\frac{O_1 D}{2\pi} \cdot \frac{2\pi}{O_1 D \cdot \omega_1}} = \mu_s \cdot \omega_1 \quad \left(\frac{m/s}{mm} \right)$$

т.е.

$$\mu_v = \mu_s \cdot \omega_1 \quad \frac{m/s}{mm} \quad (5)$$

$$\mu_a = \mu_v \cdot \omega_1 = \mu_s \cdot \omega_1^2 \quad \frac{m/s^2}{mm} \quad (6)$$

Заметим, что кинематические диаграммы изменения скорости и ускорения является одновременно диаграммами изменения аналога скорости и аналога ускорения ведомого звена.

При выборе $H_1 = H_2 = \mu_\varphi$ получим масштабы аналога скорости и аналога ускорения равными масштабу перемещений μ_s

$$\mu_s = \mu \frac{ds}{d\varphi} = \mu \frac{d^2s}{d\varphi^2}$$

4. Определение величин истинных скоростей и ускорений по замерам ординат кинематических диаграмм

Пользуясь построенными кинематическими диаграммами, можно определить истинные величины скорости и ускорения ведомого звена в любом положении.

Для этого замеряется соответствующая ордината (и мм.) и делится на величину масштаба. Например, требуется подсчитать величины скорости и ускорения для положения 2 (рис2). На диаграмме $v = v(t)$ замеряем ординату $\overline{2-2^{II}}$ и вычисляем: $v_c = \overline{2-2^{II}} \cdot \frac{1}{\mu_v}$. На диаграмме $a = a(t)$ замеряем ординату $\overline{2-2^{III}}$ и вычисляем: $a = \overline{2-2^{III}} \cdot \frac{1}{\mu_a}$.

5. Построение планов скорости и ускорений

а). О выборе масштабов скоростей и ускорений для планов

Величины масштабов скоростей и ускорений определяются как отношение отрезков $\overline{pв}$ или $\overline{\pi в}$ на чертеже (в мм.) к истинным величинам скорости v_B или a_B точки В кривошипа:

$$\mu_v = \frac{v_B}{\overline{pв}} \quad \text{и} \quad \mu_a = \frac{a_B}{\overline{\pi в}} \quad (7)$$

причем

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{OB} = \omega_1 \overline{OB} \cdot \frac{1}{\mu_s}$$

и при $\omega_1 = const.$

$$a_B = a_B^n = \omega_1^2 \cdot l_{OB} = \omega_1^2 \cdot \overline{OB} \cdot \frac{1}{\mu_s}$$

В общем случае отрезки $\overline{pв}$ и $\overline{\pi в}$ можно выбрать произвольно. Однако целесообразно принять их величины равными длине радиуса точки В, т.е. $\overline{pв} = \overline{\pi в} = \overline{OB}$

Тогда масштаб будет равен:

$$\mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{\omega_1 l_{OB}}{pb} = \frac{\omega_1 \cdot OB \cdot \mu_l}{OB} = \omega_1 \cdot \mu_l = \omega_1 \cdot \mu_s$$

и

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi b} = \frac{\omega_1^2 \cdot l_{OB}}{\pi b} = \frac{\omega_1^2 \cdot \pi b \mu_s}{\pi b} = \omega_1^2 \cdot \mu_s$$

Сравнивая полученные выражения с формулами (5) и (6), отметим их идентичность.

Следовательно, выполняя две рекомендации, а именно:

– применяя при графическом дифференцировании величины вспомогательных отрезков $H_1 = H_2 = \mu_\varphi$;

– применяя при построении планов скоростей и ускорений

$\overline{pv} = \overline{\pi v} = \overline{OB}$ получим для диаграмм скоростей и ускорений и для планов скоростей и ускорений соответственно равные масштабы, что упрощает сравнение результатов построений двумя методами. Масштабы скоростей и ускорений подсчитываются при помощи формул (5) и (6).

б). Построение планов скоростей и ускорений для кривошипно-ползунного механизма

Скорость точки B ведущего звена v_B изображаем отрезком $pb = \overline{OB} \perp OB$. Затем определяем скорость точки C в соответствии с принципом разложения плоскопараллельного движения на две простых, составляем векторное уравнение:

$$\vec{v}_c = \vec{v}_B + \vec{v}_{CB} \quad (8)$$

Вектора \vec{v}_B и \vec{v}_{CB} известны только по направлениям: $\vec{v}_{CB} \perp BC$ и \vec{v}_c направлена вдоль линии движения ползуна, т.е. в

рассматриваемом примере горизонтально. Величины их определяются построением плана скоростей. Из точки b проводим прямую $\perp BC$, а из полюса p проводим горизонтальную прямую, они пересекутся в точке c .

Строим план ускорений.

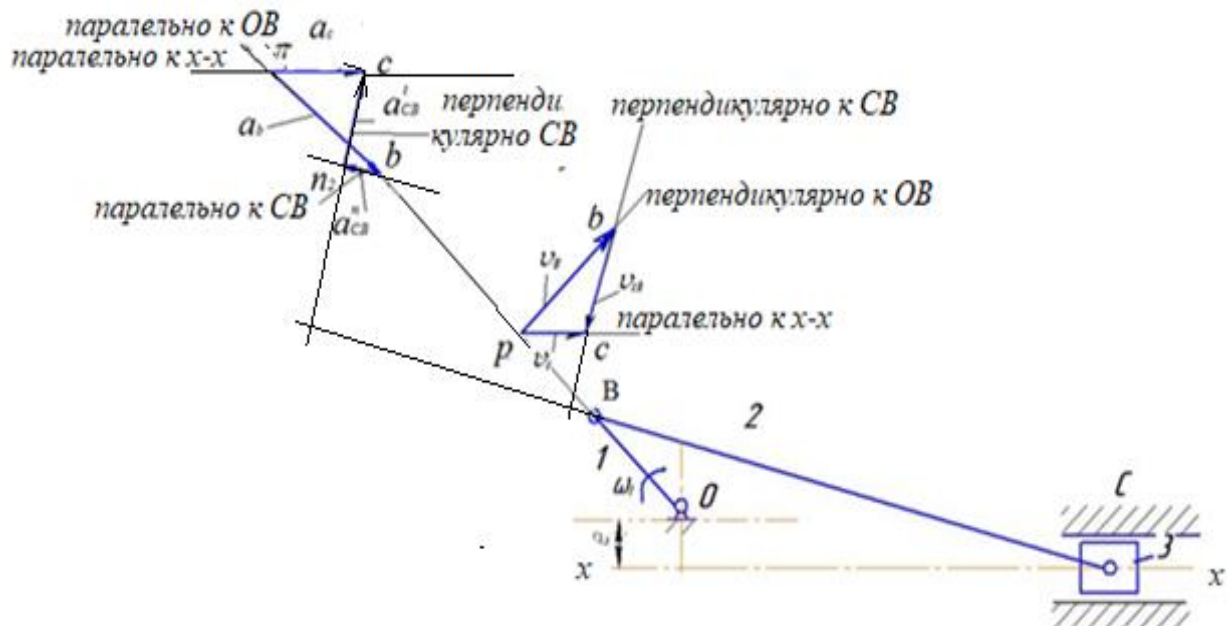


Рис. 8.

Ускорение точки B изображаем отрезком $\overline{\pi b} = \overline{OB}$ и $\parallel OB$. Для определения ускорения точки C составляем векторное уравнение:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau \quad (9)$$

Нормальное ускорение \vec{a}_{CB}^n известно и по направлению (оно параллельно BC и направлено от C к B) и его можно подсчитать и по величине:

$$\vec{a}_{CB}^n = \frac{v_{CB}^2}{l_{DC}} = \frac{\mu_v}{\overline{CB}} = \frac{\overline{bc}^2}{\overline{CB}} \frac{\mu_s}{\mu_v^2} \quad (10)$$

Целесообразно подсчитывать сразу величину отрезка $\overline{bn_2}$, изображающего это нормальное ускорение на чертеже:

$$\overline{bn_2} = a_{CB}^2 \cdot \mu_a = \frac{\overline{bc}^2}{\overline{BC}} \frac{\mu_s \cdot \mu_a}{\mu_v^2} \quad (11)$$

Отметим еще одну особенность предложенных на предыдущей странице масштабов скоростей и ускорений, вычисляемых по формулам (5) и (6) при $\overline{pv} = \overline{\pi v} = \overline{OB}$ вычислим величину произведения масштабов из формулы (11):

$$\frac{\mu_s \cdot \mu_a}{\mu_v^2} = \frac{\mu_s \cdot \frac{\mu_s}{\omega_1^2}}{\left(\frac{\mu_s}{\omega_1}\right)^2} = 1$$

т.е. очевидно упрощается вычисление отрезков, изображающих нормальные ускорения на чертеже. Особенно это удобно при кинематическом исследовании всех 12 положений или при исследовании многозвенных механизмов.

Подсчитанную величину $\overline{bn_2}$ откладываем из точки b параллельно BC , в сторону от C к B . Из точки n_2 перпендикулярно BC выводим направление тангенциального ускорения \vec{a}_{CB}^r , из полюса π проводим горизонтальное направление a_c , они пересекутся в точке c . Таким образом, \vec{a}_{CB}^r изобразится отрезком $\overline{n_2c}$ и a_c – отрезком $\overline{\pi c}$.

Подсчитываем истинные величины скорости и ускорения точки C , замерив отрезки \overline{pv} и $\overline{\pi v}$ с планов скоростей и ускорений:

$$v_c = \overline{pv} \frac{1}{\mu_v}; \quad a_c = \overline{\pi c} \frac{1}{\mu_a}$$

в) Построение планов скоростей и ускорений для синусного механизма

Скорость точки B_1 ведущего звена 1 v_{b_1} изображаем отрезком $\overline{pb_1} = \overline{OB}$ и $\perp OB$. (рисунок)

Звено 2 присоединяется к звену 1 при помощи вращательной кинематической пары и точка B – центр шарнира. Очевидно, что $\vec{v}_{b_2} = \vec{v}_{b_1}$ и изображены они отрезком $\overline{pb_{1,2}}$

Переходим к определению скорости поступательно движущегося звена B . Для этого необходимо рассмотреть на нем точку B_3 , совпадающую в рассматриваемый момент с точкой B_2 ползуна 2 . Так как звенья 2 и 3 соединены при помощи поступательной кинематической пары, т.е. могут поступательно двигаться друг относительно друга, то зависимость между скоростями точек B_3 и B_2 выразится векторным уравнением:

$$\vec{v}_{b_3} = \vec{v}_{b_2} + \vec{v}_{b_3b_2} \quad (12)$$

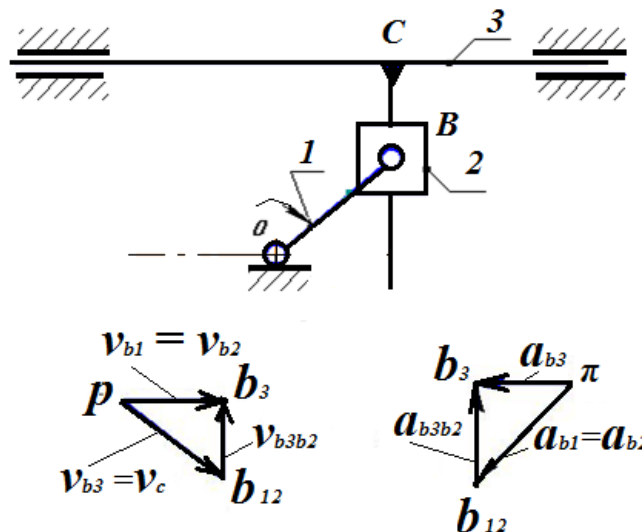


Рис. 9.

Вектора скоростей $V_{b_3b_2}$ и V_{b_3} известны по направлению: скорость $V_{b_3b_2}$ есть скорость относительного поступательного движения звеньев 2 и 3 и направлена она вдоль направляющих кулисы, т.е. параллельно BC ; скорость V_{b_3} в нашем примере направлена горизонтально. Величины этих скоростей определяются построением плана.

Из точки $b_{1,2}$ проводим параллельно BC (в рассматриваемом примере – вертикально) направление $V_{b_3b_2}$, из полюса p проводим горизонтальное направление V_{b_3} , они пересекутся в точке b_3 .

Строим план ускорений.

Ускорение точки B_1 изображаем отрезком $\overline{\pi b_1} = OB$ и // OB .

Для точки B_2 : $\vec{a}_{b_2} = \vec{a}_{b_1}$ (отрезок $\overline{\pi b_{1,2}}$)

Для точки B_3 составляем векторное уравнение:

$$\vec{a}_{b_3} = \vec{a}_{b_2} + \vec{a}_{b_3b_2} \quad (13)$$

Отметим, что ускорение Кориолиса для поступательно движущейся кулисы равно нулю.

Вектор ускорения $a_{b_3b_2}$ поступательного относительного движения звеньев 2 и 3 направлен параллельно BC (линию // BC проводим из точки $b_{1,2}$), вектор a_{b_3} направлен горизонтально (горизонтальную линию проводим из полюса π), в их пересечении получаем точку b_3 .

Замерив с планов отрезки $\overline{pb_3}$ и $\overline{\pi b_3}$ (в мм), подсчитываем:

$$\vec{v}_c = \vec{v}_{b_3} = \overline{pb_3} \cdot \frac{1}{\mu_v} \quad \text{и} \quad \vec{a}_c = \vec{a}_{b_3} = \overline{\pi b_3} \cdot \frac{1}{\mu_a}$$

6. Вычисление скоростей и ускорений аналитическим методом

Предлагаемый в данной работе способ основан на положениях теоретической механики об определении скоростей и ускорений точек при координатном способе задания движения. В случае плоского движения, положение точки определяется его координатами x и y . Скорость и ускорение точки равны:

$$\begin{aligned}v &= \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \\a &= \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2}\end{aligned}\tag{14}$$

Отметим, что в предлагаемых механизмах точка C движется вместе с поступательно движущимся звеном горизонтально или вертикально, т.е. прямолинейно, и при правильном выборе осей координат, движение точки C будет задаваться только одной координатой.

а) Аналитическое решение для кривошипно-ползунного механизма без дезаксиала ($e=0$).

Начало выбранной системы координат проходит через точку O , ось x совпадает с линией движения ползуна 3 . Угол между кривошипом OB и положительным направлением оси x обозначим φ , угол наклона звена BC обозначим β . Угол φ изменяется от нуля (в нулевом положении) до 360° , угол β всегда острый, в нулевом и шестом положениях равен нулю. (рис. 5)

Длины звеньев OB и BC обозначим соответственно r и l . Из точки B опустим перпендикуляр BD на ось x . Установим зависимость между углами φ и β , рассматривая $\triangle OBD$ и $\triangle CBD$:

$$BD = r \sin \varphi = l \sin \beta$$

или

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \varphi \quad (15)$$

Дифференцируем полученное выражение: по времени t :

$$\cos \beta \frac{d\beta}{dt} = \frac{r}{l} \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}$$

откуда (имея в виду, что $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_1$):

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega_1 \frac{r \cos \varphi}{l \cos \beta} \quad (16)$$

Находим значение координаты X точки C в любой момент времени:

$$X_C = OC = OD + DC = r \cos \varphi + l \cos \beta \quad (17)$$

Определяем величину скорости дифференцированием уравнение (17):

$$v_C = \frac{dX_C}{dt} = -r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} - l \sin \beta \frac{d\beta}{dt}$$

Подставив значение $\frac{d\beta}{dt}$ из (16) и имея в виду, что $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_1$, после преобразований получим:

$$v_C = -r\omega_1 (\sin \varphi - \operatorname{tg} \beta \cos \varphi) \quad (18)$$

Определяем величину ускорения:

$$a_c = \frac{dV_c}{dt} = -r\omega_1 \left(\cos\varphi \frac{d\varphi}{dt} - \operatorname{tg}\beta \cdot \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} + \frac{\cos\varphi}{\cos^2\beta} \frac{d\beta}{dt} \right)$$

Подставив значение $\frac{d\beta}{dt}$ из (16) и имея в виду, что $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_1$, после преобразований получим:

$$a_c = -\frac{r\omega_1^2}{\cos\beta} = \left[\cos(\varphi + \beta) + \frac{r \cos^2\varphi}{l \cos^2\beta} \right] \quad (19)$$

б) Аналитическое решение для кривошипно-ползунного механизма с дезаксиалом ($e \neq 0$)

Ось x выбранной системы координат совпадает с линией движения ползуна, начало системы в точке O_l (проекции точки O на ось x). Обозначения углов и длин звеньев те же, что в предыдущем примере.

Установим связь между углами φ и β :

из ΔBDC : $BD = l \sin\varphi$ и, кроме того, $BD = BK + KD = BK + e$

из ΔOBK : $BK = r \sin\varphi$

тогда: $l \sin\varphi + r \sin\varphi + e$ или $\sin\beta = \frac{r}{l} \sin\varphi + \frac{e}{l}$ (20)

Если мы продифференцируем полученное выражение, то, так как производная от члена $\frac{e}{l}$ равна нулю, мы получим такой же результат – формулу (16), как и в предыдущем примере.

Находим значение координаты X_c :

$$X_c = OK + DC = r \cos\varphi + l \cos\beta$$

Получили уравнение такое же, как (17). Очевидно, что после дифференцирования получим формулы для подсчета скорости V_c и ускорения a_c (18) и (19).

Таким образом, аналитическое решение для кривошипно-ползунного механизма с дезаксиалом ($e \neq 0$) отличается от аналитического решения для механизма с $e=0$ только определением величины угла β по формуле 20, а не по формуле 15.

в) Аналитическое решение для синусного механизма

Начало выбранной системы координат проходит через точку O , ось x горизонтальна (рис. 7), т.к. горизонтально движется кулиса.

Координата X_c воспроизводит функцию синуса или косинуса угла поворота ведущего кривошипа. Для выбранного отсчета угла φ (против часовой стрелки от положительного направления оси X) это будет функция косинуса:

$$X_c = r \cos \varphi \quad (21)$$

Дифференцируем полученное уравнение по времени t :

$$v_c = \frac{dX_c}{dt} = -r \sin \varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -r\omega_1 \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (22)$$

$$a_c = \frac{dv_c}{dt} = r\omega_1 \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = -r\omega_1^2 \cos \varphi \quad (23)$$

Получили формулы для подсчета скорости и ускорения кулисы, где $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_1$ и длина OB обозначена как r .

Образец выполнения РГР (для задания 1)

Расчетно-графическая работа №1.

«Структурное и кинематическое исследование кривошипно-ползунного механизма строгального станка»

Исходные данные:

- размер кривошипа $l_{OB} = 0,125 \text{ м};$
- размер шатуна $l_{BC} = 0,375 \text{ м};$
- величина эксцентриситета $\langle e \rangle = 0,075 \text{ м};$
- угловая скорость кривошипа $\omega_1 = 8 \text{ рад / сек};$
- заданное положение 4.

1. Вычерчиваем 12 планов положений механизма. За нулевое принимаем положение, соответствующее остановке ползуна 3 в крайнем левом положении. Из точки O на линии движения точки C делаем засечку $OC_0 = BC - OB$, точку C_0 соединяем с точкой O и эту прямую продолжаем до окружности радиуса OB , где получаем точку B_0 . Масштаб длин принимаем:

$$\mu_l = \frac{l_{OB}}{OB} = \frac{0,125}{25} = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Положение 4 выделяем жирно.

2. Выполняем структурный анализ. Число степеней подвижности определяем по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

где $n = 3$ – число подвижных звеньев в механизме,

$p_5 = 4$ – число кинематических пар V класса,

$p_4 = 0$ – число кинематических пар IV класса.

3. Строим кинематические диаграммы. По оси абсцисс отложим отрезок $\overline{OD} = 240 \text{ мм}$ и делим его на 12 равных частей, т.е. величины масштабов времени и углов будут:

$$\mu_t = \frac{2\pi}{OD \cdot \omega_1} = \frac{2 \cdot 3,14}{240 \cdot 8} = 0,003271 \quad \frac{с}{мм}$$

$$\mu_\phi = \frac{2\pi}{OD} = \frac{2 \cdot 3,14}{240} = 0,027615 \quad \frac{рад}{мм}$$

Вдоль оси ординат отложим величины перемещений точки C отрезки $\overline{0-1}$, $\overline{0-2} \dots$. Масштаб длин не изменяем.

Дважды графически дифференцируем диаграммы, получаем диаграммы скорости и ускорения звена S . Вспомогательные отрезки выбраны

$$H_1 = H_2 = \frac{OD}{2\pi} = \frac{240}{2 \cdot 3,14} = 38,2 \text{ мм}$$

Подсчитываем масштабы скорости и ускорения:

$$\mu_v = \mu_t \cdot \omega_1 = 0,005 \cdot 8 = 0,040 \quad \frac{м/с}{мм}$$

$$\mu_a = \mu_t \cdot \omega_1^2 = 0,005 \cdot 8^2 = 0,005 \cdot 64 = 0,32 \quad \frac{м/с^2}{мм}$$

4. Для заданного положения **4** подсчитываем истинные величины скорости и ускорения точки C . Для этого замеряем с диаграммы $V_C = V_C(t)$ ординату $\overline{4-4''} = 26,5$ мм и с диаграммы $a_C = a_C(t)$ $\overline{4-4'''} = 16$ мм:

$$v_c = \overline{4-4''} \cdot \mu_v = 26,5 \cdot 0,040 = 1,04 \text{ м/с}$$

$$a_c = \overline{4-4'''} \cdot \mu_a = 16 \cdot 0,32 = 5,12 \text{ м/с}^2$$

5. Строим для положения 4 планы скоростей и ускорений. Изображение скорости точки B – отрезок \overline{pb} принимаем равным

\overline{OB} , т.е. $\overline{pb} = \overline{OB}$, тогда масштаб скоростей, как и для диаграммы скоростей, будет равен $\mu_v = 0,040 \frac{m/s}{mm}$

Для определения скорости точки C составляем векторное уравнение:

$$\vec{V}_c = \vec{V}_b + \vec{V}_{cb}$$

где $\vec{V}_{cb} \perp BC$ (на плане отрезок \overline{bc}).

V_c направлена горизонтально (на плане отрезок \overline{pc}).

Строим план ускорений. Изображение ускорения точки B (отрезок $\overline{\pi b}$) принимаем равным \overline{OB} : $\overline{\pi b} = \overline{OB}$, тогда масштаб ускорений плана, как и для диаграммы ускорений, будет равен:

$$\mu_a = 0,32 \frac{m/s^2}{mm}$$

Для определения ускорения точки C составляем векторное уравнение:

$$\vec{a}_c = \vec{a}_b + \vec{a}_{cb}^n + \vec{a}_{cb}^r$$

Просчитываем величину отрезка $\overline{bn_2}$, изображающего на плане нормальное ускорение \vec{a}_{cb}^n :

$$\overline{bn_2} = \vec{a}_{cb}^n \cdot \mu_a = \frac{\overline{bc^2}}{BC} \cdot \frac{\mu_s \cdot \mu_a}{\mu_v^2}$$

так, как у нас $\overline{pb} = \overline{\pi b} = \overline{OB}$ то $\frac{\mu_s \cdot \mu_a}{\mu_v^2} = 1$ и

$$\overline{bn_2} = \vec{a}_{cb}^n \cdot \mu_a = \frac{\overline{bc^2}}{BC} \cdot \frac{\mu_s \cdot \mu_a}{\mu_v^2} = \frac{20,5^2}{75} \cdot 1 = 5,6 \text{ мм}$$

(здесь 75 и $l_{BC} = 0,375 \text{ м}$ в масштабе μ_l)

Отрезок $\overline{bn_2}$ параллелен BC и направлен в сторону к точке B . Из его конца проводим направление $\vec{a}_{cb}^r \perp BC$ до пересечения в точке “ c ” с горизонтальным направлением \vec{a}_c , проведенным из полюса π .

Подсчитываем истинные величины скорости и ускорения точки C сделав замеры на планах: $\overline{pc} = 25 \text{ мм}$ и $\overline{\pi c} = 16,5 \text{ мм}$

$$v_c = \overline{pc} \cdot \mu_v = 25 \cdot 0,04 = 1,0 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$a_c = \overline{\pi c} \cdot \mu_a = 16,5 \cdot 0,32 = 5,28 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}$$

6. Вычисляем для положения 4 величины скорости и ускорения точки C аналитически. Находим угол φ в заданном положении. Для этого сначала определяем наклон к горизонту нулевого положения кривошипа OB_o , т.е. угол $\angle OC_oO_1$:

$$\sin \angle OC_oO_1 = \frac{OO_1}{OC_o} = \frac{OO_1}{BC - OB} = \frac{0,075}{0,375 - 0,125} = 0,3$$

т.е.: $\angle OC_oO_1 = 17^{\circ}27'$

$$\varphi = 108^{\circ} - \angle OC_oO_1 - 4 \cdot 30^{\circ} = 180^{\circ} - 17^{\circ}27' - 120^{\circ} = 42^{\circ}33'$$

Определяем угол β

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi + \frac{e}{l} = \frac{0,125}{0,375} \cdot \sin 42^{\circ}33' + \frac{0,075}{0,375} = 0,4254$$

откуда $\beta = 25^{\circ}11'$

Необходимые величины для постановки в формулы скорости и ускорения

$$\sin \varphi = 0,6761$$

$$\cos \beta = 0,905$$

$$\cos \varphi = 0,7368$$

$$\tan \varphi = 0,47005$$

$$\cos(\varphi + \beta) = \cos(42^{\circ}33' + 25^{\circ}11') = \cos 67^{\circ}44' = 0,3751$$

Скорость точки C

$$v_c = -r\omega_1(\sin \phi + tg \beta \cos \phi) =$$

$$-0,125 \cdot 0,6761 + 0,47005 + 0,7368 = 1,022 \text{ м / с}$$

Ускорение точки C

$$a_c = \frac{-r\omega_1^2}{\cos \beta} \left[\cos(\phi + \beta) + \frac{r \cos^2 \phi}{l \cos^2 \beta} \right] =$$

$$= \frac{-0,125 \cdot 8^2}{0,905} \cdot \left[0,3751 + \frac{0,125 \cdot 0,7368^2}{0,375 \cdot 0,9050^2} \right] = 5,27 \text{ м / с}^2$$

7. Сравниваем результаты подсчетов кинематических параметров тремя методами. Находим расхождение в % результатов графического и графоаналитического методов от аналитического результата ,как самого точного.

$$\Delta v = \frac{1,022 - 1}{1,022} \cdot 100 = 2,15\%$$

Сравнительная таблица результатов

Параметр	Аналитический результат	По планам скоростей и ускорений		По диаграммам	
		Результат	Расхождение в %	Результат	Расхождение в %
v_c (м/с)	1,022	1,0	2,15	1,06	5,9
a_c (м/с ²)	5.27	5.28	0.2	5.12	2.8

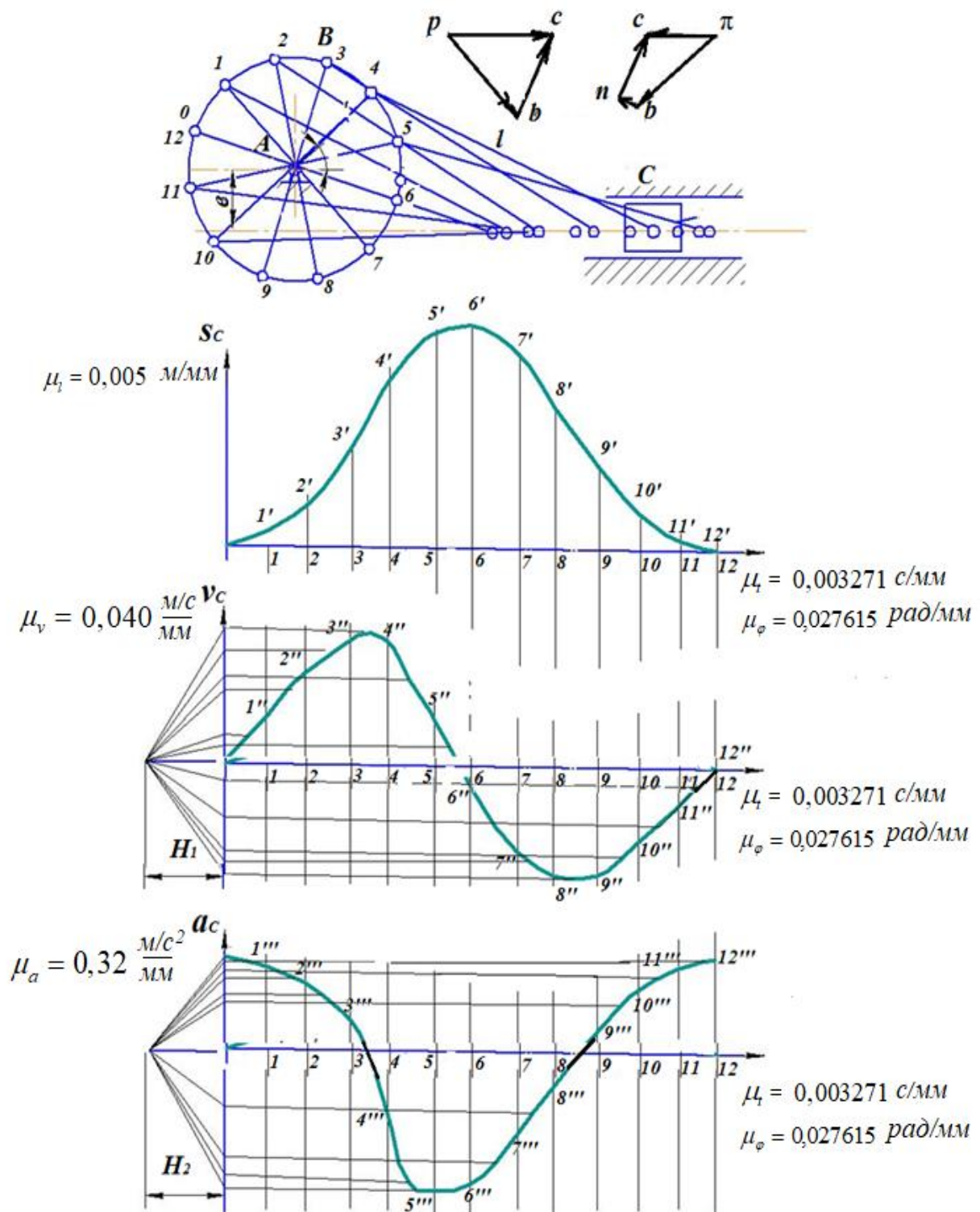


Рис.10.

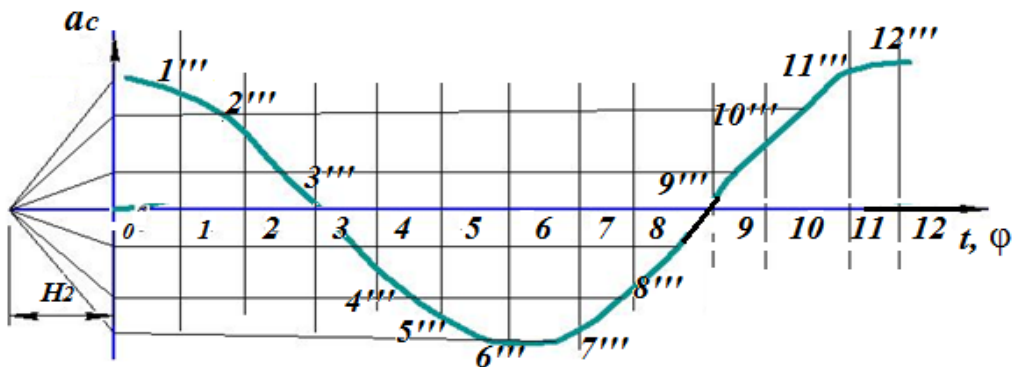
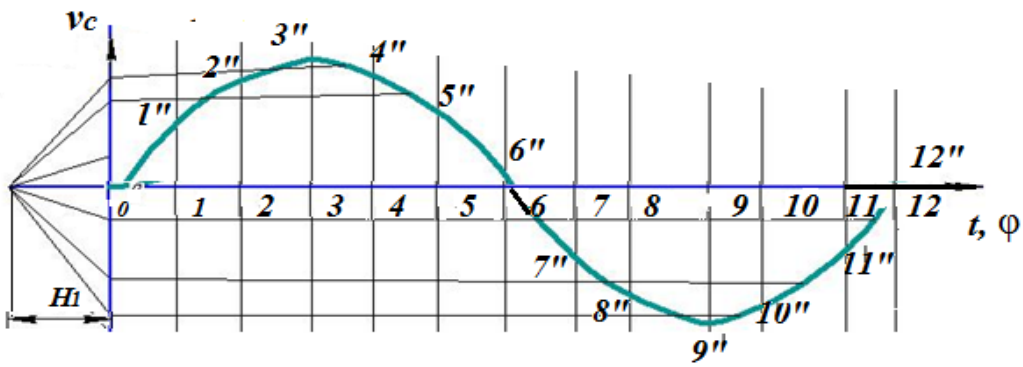
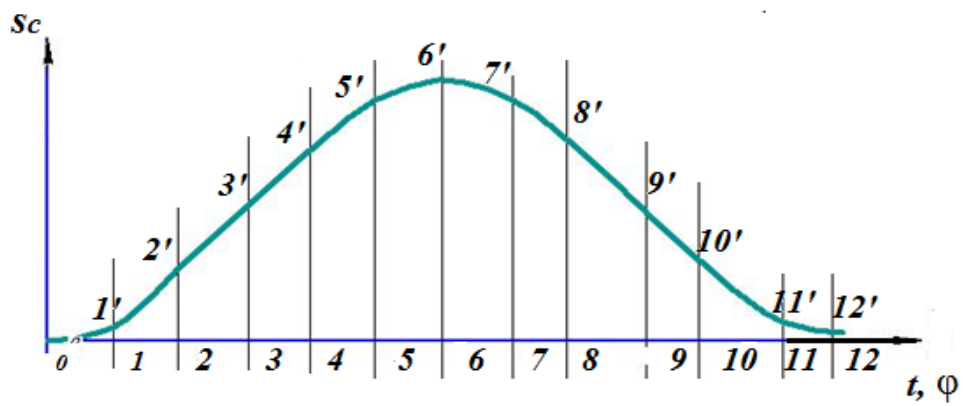
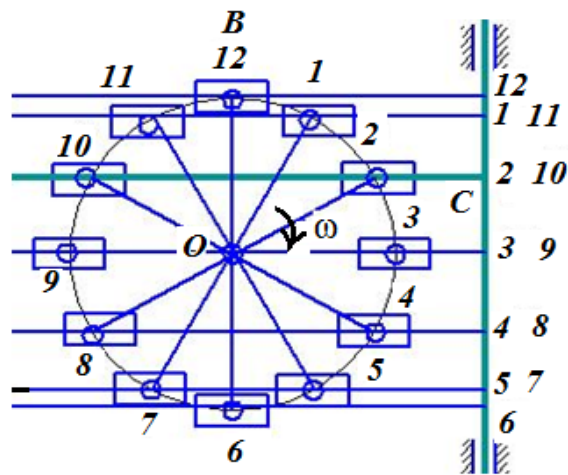


Рис.11.

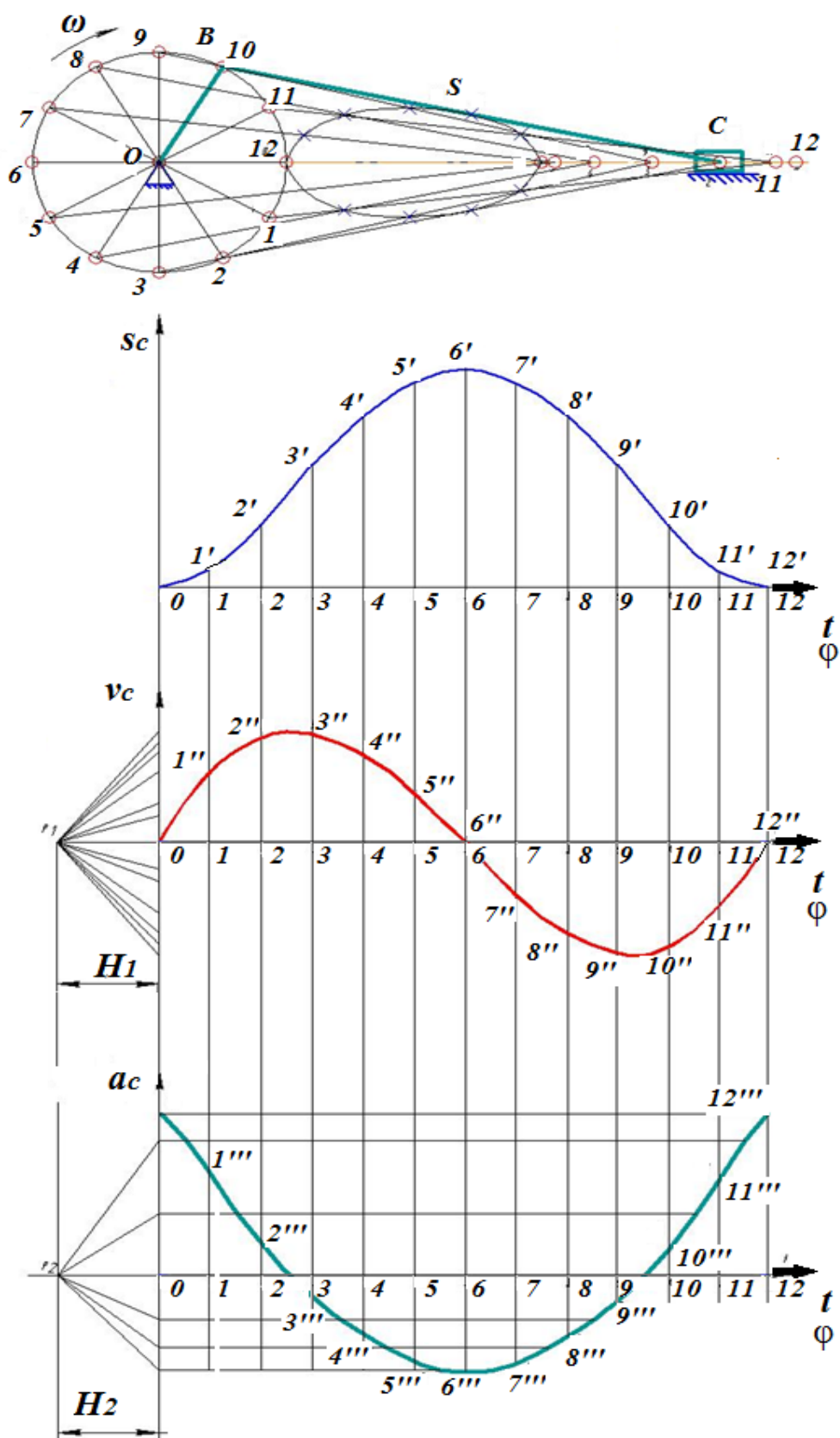
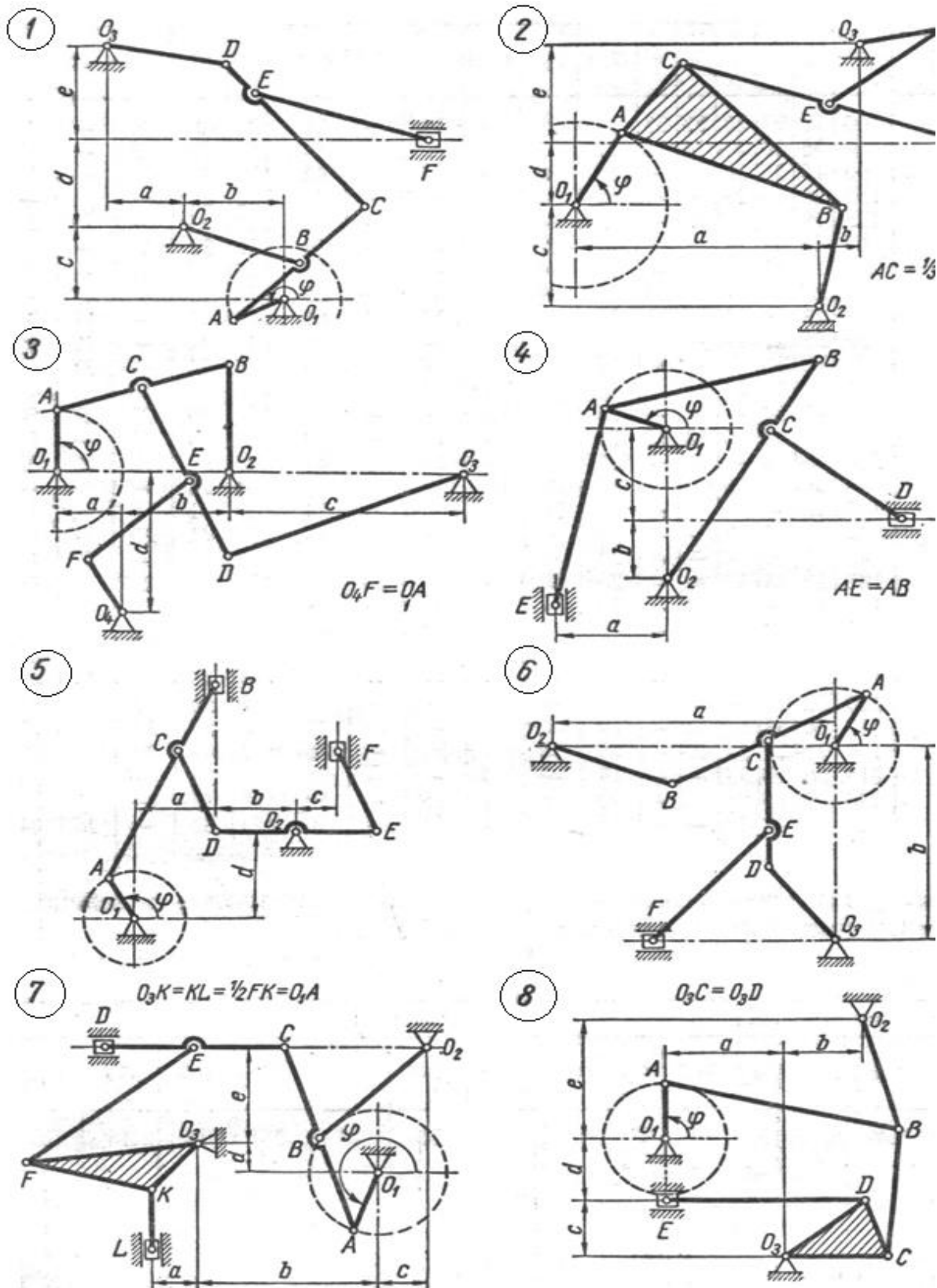
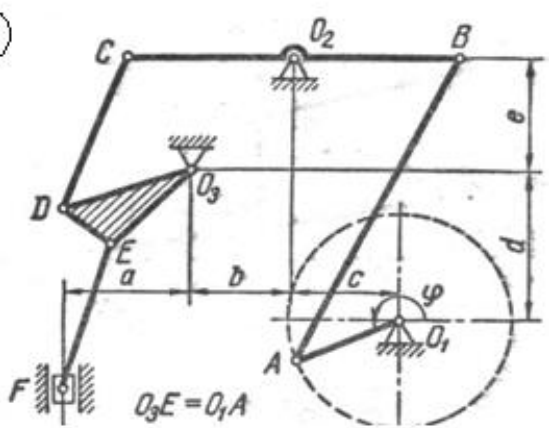


Рис. 12.

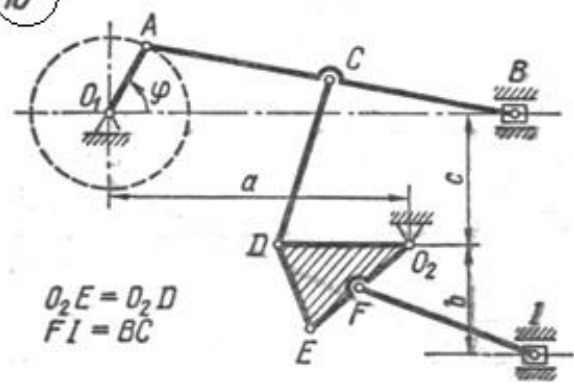
Для структурного анализа плоских механизмов ниже приведены примеры и размеры различных механизмов.



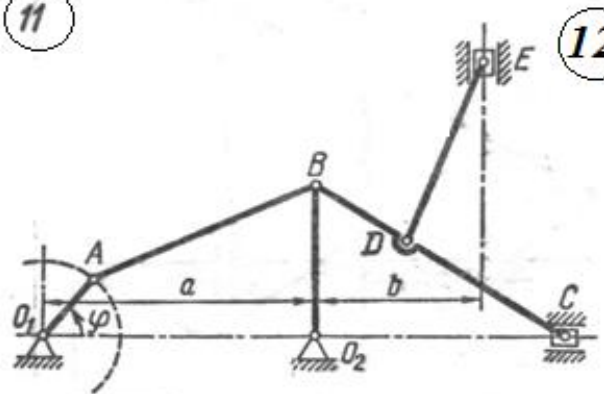
9



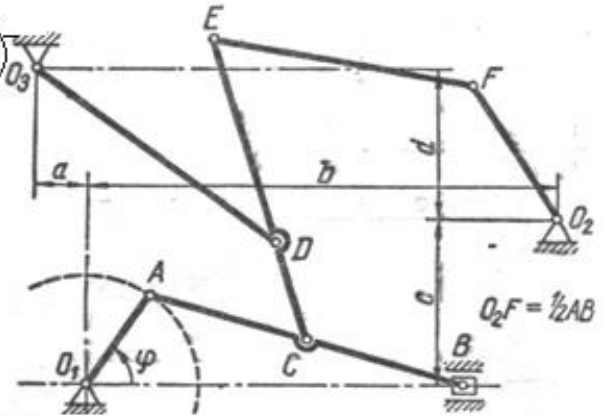
10



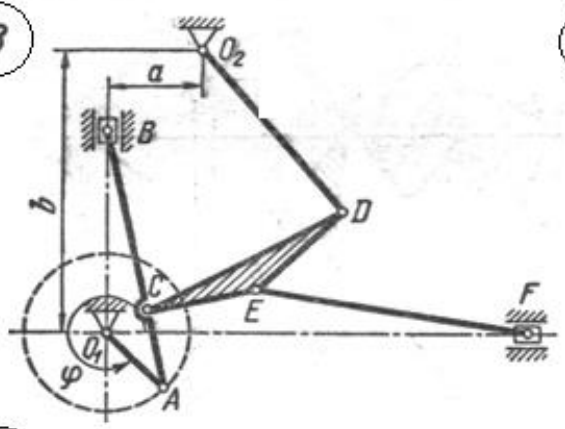
11



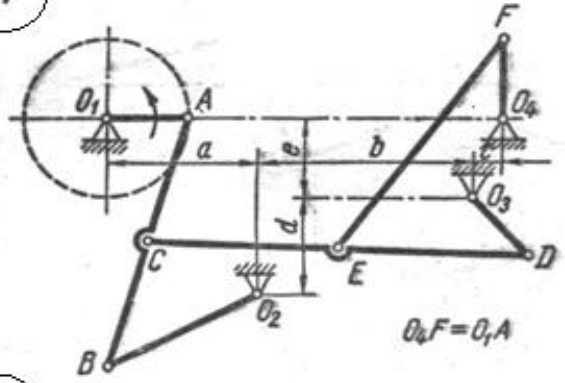
12



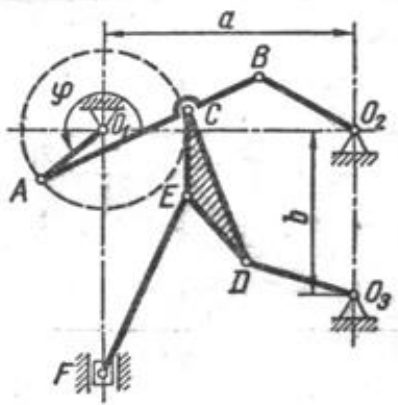
13



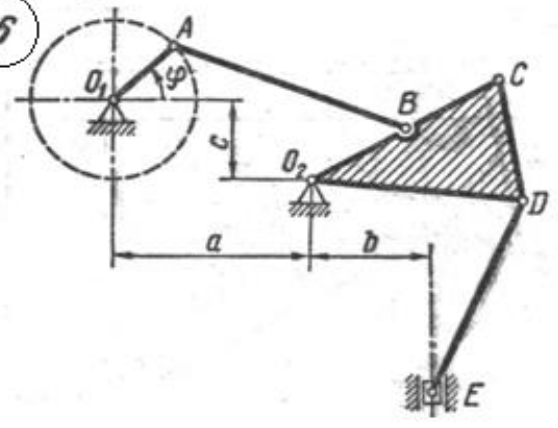
14

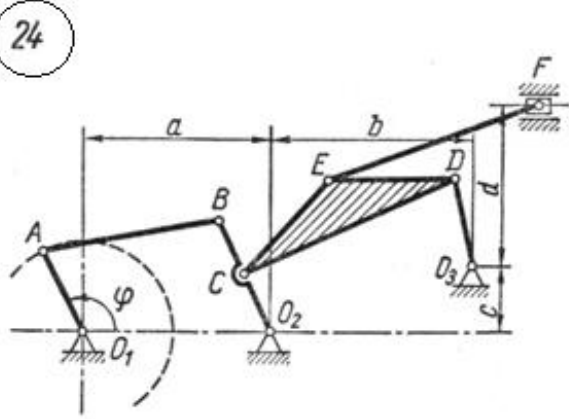
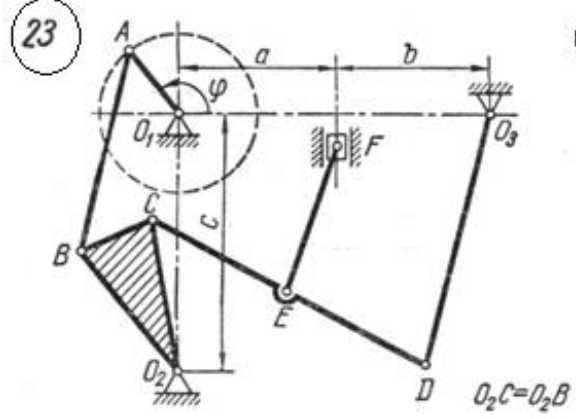
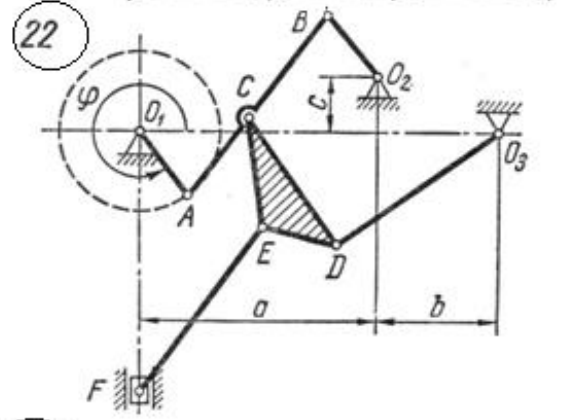
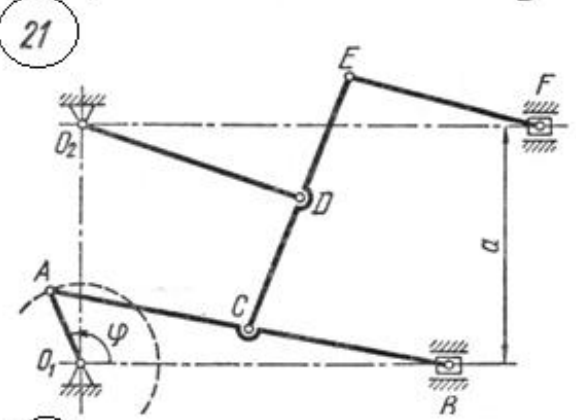
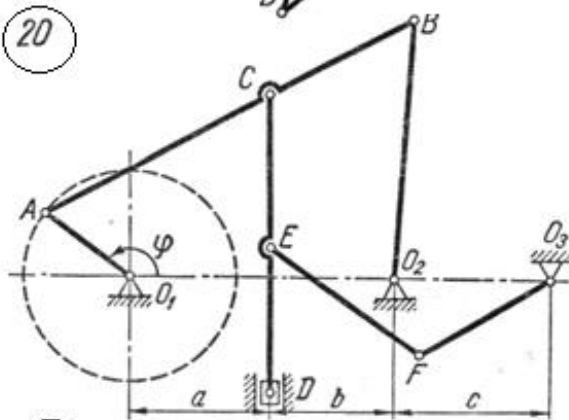
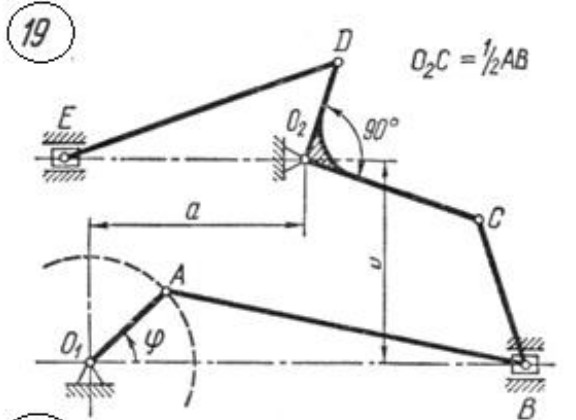
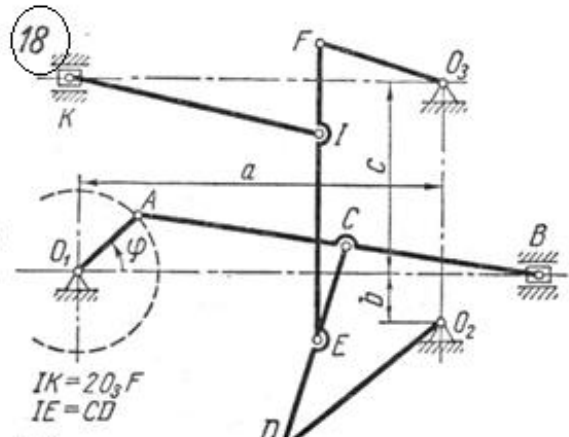
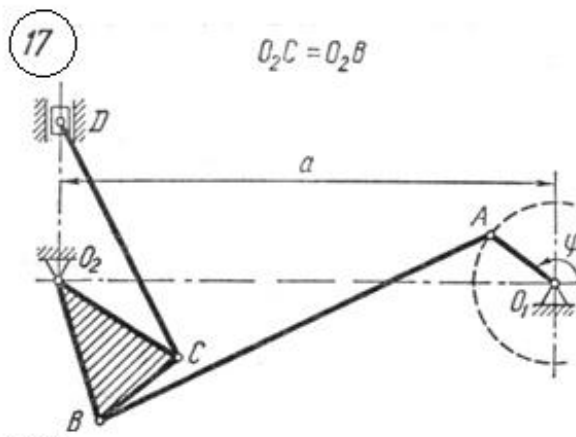


15

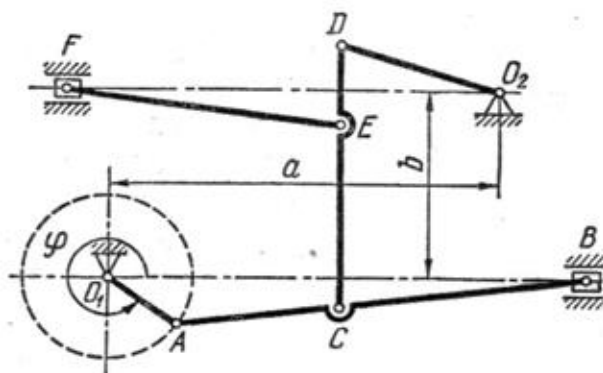


16

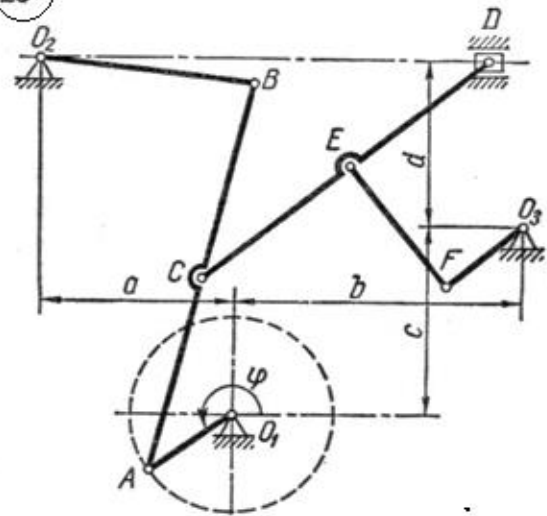




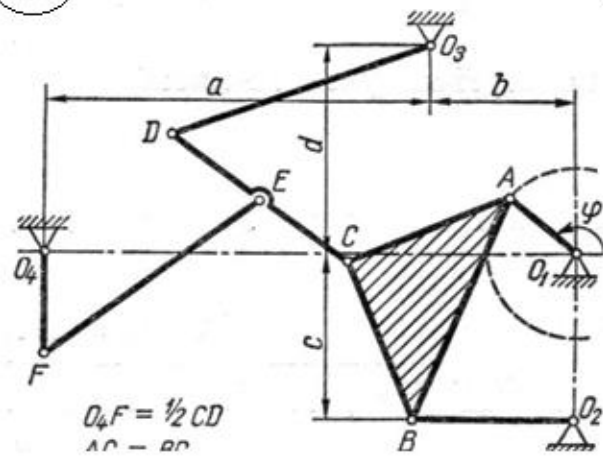
25



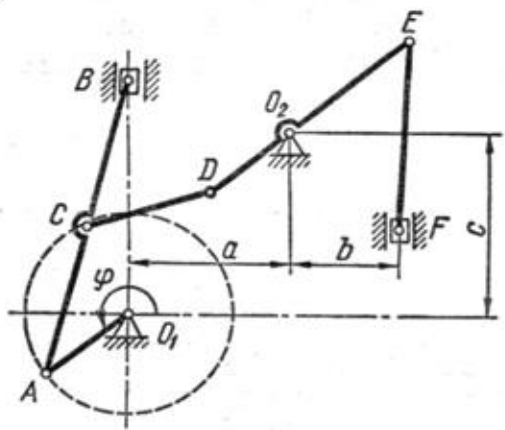
26



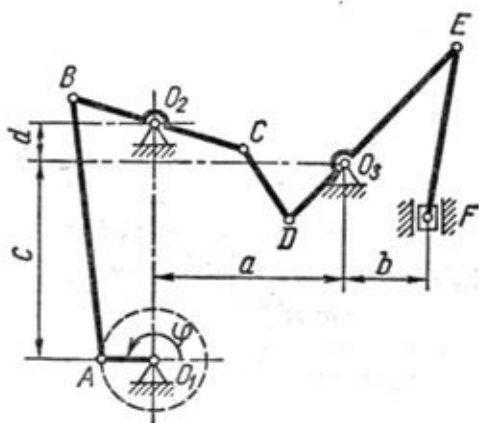
27



28



29



30

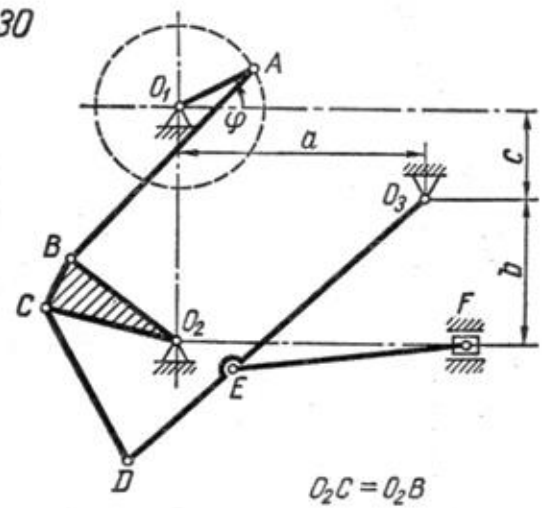


Таблица 6

№ варианта	φ [град]	расстояние, [см]				
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
1	200	18	23	18	22	23
2	60	56	10	26	16	25
3	90	15	25	54	35	-
4	155	26	15	23	-	-
5	125	19	19	10	22	-
6	60	11	49	-	-	-
7	250	27	42	11	7	24
8	90	23	18	14	15	30
9	200	55	19	20	28	21
10	20	50	21	25	-	-
11	50	10	30	-	-	-
12	55	17	86	32	28	-
13	315	28	54	-	-	-
14	0	46	40	6	18	15
15	220	36	31	-	-	-
16	40	96	22	15	-	-
17	145	70	-	-	-	-
18	45	42	9	37	-	-
19	40	27	39	-	-	-
20	145	46	24	30	-	-
21	115	46	-	-	-	-
22	305	31	23	11	-	-
23	130	36	30	50	-	-
24	115	72	39	13	31	-
25	325	36	36	-	-	-
26	215	71	53	36	32	-
27	140	30	27	32	40	-
28	215	35	20	35	-	-
29	180	46	15	38	7	-
30	25		28	17	-	-

Продолжение таблицы 6

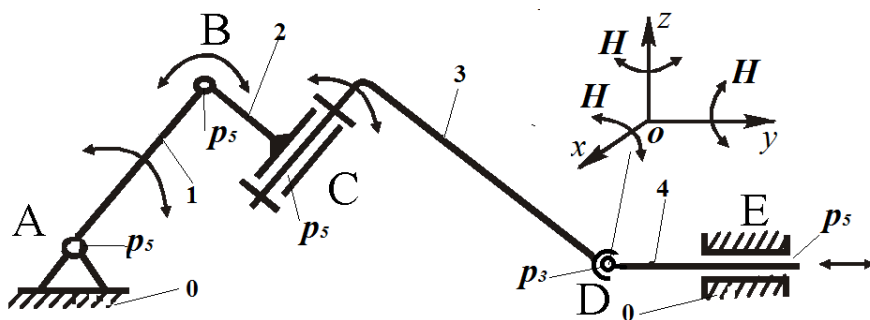
№	Длина звеньев, [см]										
	O_1A	O_2B	O_2D	O_3D	O_3F	AB	BC	CD	CE	DE	EF
1	14	28	-	28	-	21	21	48	38	-	42
2	21	25	-	-	20	54	52	69	35	-	32
3	15	28	-	58	-	42	21	47	26	-	31
4	15	65	-	-	-	51	22	38	-	-	-
5	12	-	19	-	-	55	19	23	-	38	22
6	15	29	-	24	-	50	25	32	23	-	39
7	16	34	-	-	41	25	25	42	21	-	49
8	14	29	-	23	-	55	32	15	-	45	-
9	21	31	-	25	-	65	62	31	-	11	29
10	15	-	24	-	-	70	35	33	-	17	12
11	14	29	-	-	-	45	54	34	-	37	-
12	21	-	-	55	-	60	30	19	60	-	49
13	15	-	40	-	-	50	35	40	22	22	50
14	15	31	-	15	-	50	25	70	35	-	50
15	15	20	-	20	-	45	15	31	17	17	37
16	15	20	40	-	-	45	20	24	-	40	-
17	15	28	-	-	-	84	20	51	-	-	-
18	16	-	39	-	25	78	38	41	19	-	57
19	20	-	20	-	-	71	30	-	-	57	-
20	20	50	-	-	30	80	32	58	29	-	35
21	15	-	45	-	-	78	39	26	52	-	38
22	15	15	-	38	-	44	25	30	22	15	40
23	15	30	-	50	-	40	16	60	30	-	30
24	17	23	-	17	-	35	11	45	25	25	44
25	15	-	30	-	-	76	46	50	35	-	51
26	19	40	-	-	19	76	38	68	35	-	29
27	16	30	-	50	-	46	33	40	20	-	50
28	19	-	19	-	-	59	29	24	-	48	36
29	10	16	-	15	-	50	33	16	-	45	33
30	16	25	-	75	-	50	11	33	-	26	44

Примеры для структурного анализа пространственных механизмов

Формула Сомова-Малышева для определения степени подвижности пространственных механизмов.

$$W = 6n - p_1 - 2p_2 - 3p_3 - 4p_4 - 5p_5$$

Пример.



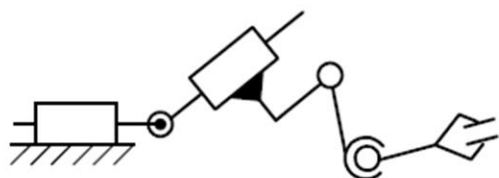
Числа подвижных звеньев $n=4$ (звенья 1, 2, 3, 4); числа кинематических пар V-класса $p_5=4$; числа кинематических пар IV-класса $p_4=0$; числа кинематических пар III-класса $p_3=1$; числа кинематических пар II-класса $p_2=0$; числа кинематических пар I-класса $p_1=0$.

$$W = 6n - p_1 - 2p_2 - 3p_3 - 4p_4 - 5p_5 = 6 \cdot 4 - 3 \cdot 1 - 5 \cdot 4 = 1$$

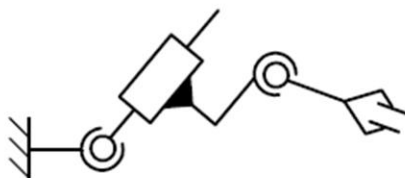
В механизме количество ведущего (начального) звена – одна (кривошип 1) и от его закона движения ведомые звенья совершают определенный вид движения.

Для структурного анализа пространственных механизмов
ниже приведены примеры.

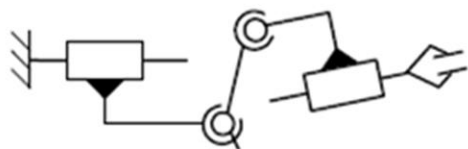
1



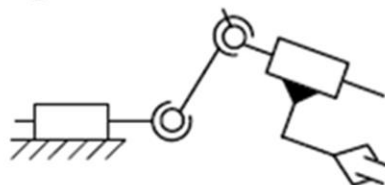
2



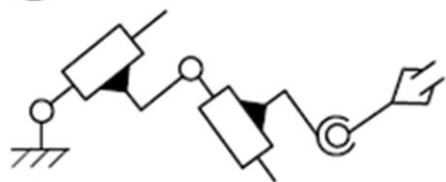
3



4



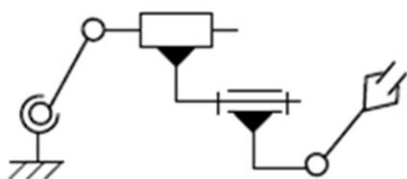
5



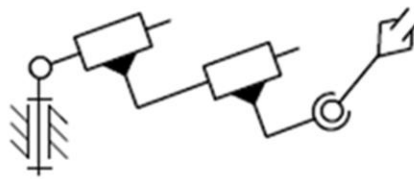
6



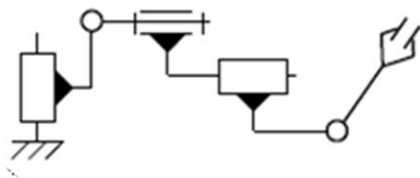
7



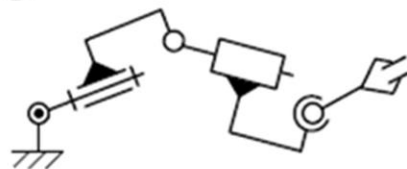
8



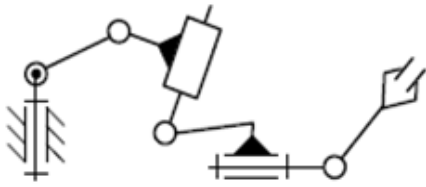
9



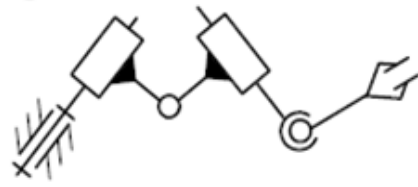
10



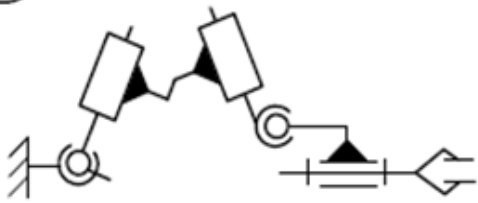
21



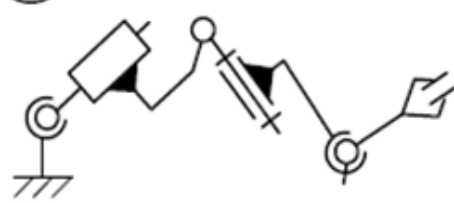
22



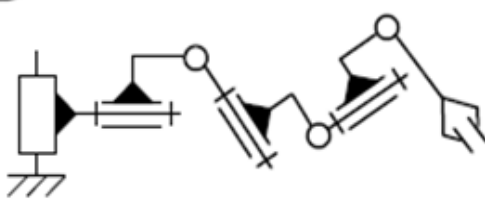
23



24



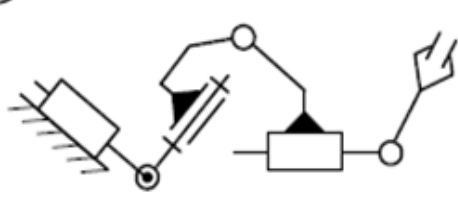
25



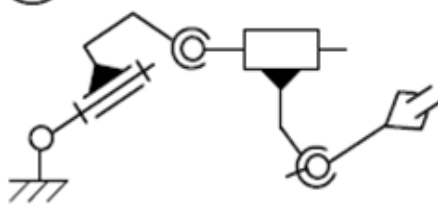
26



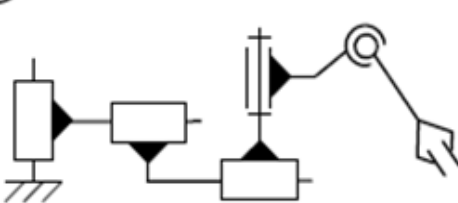
27



28



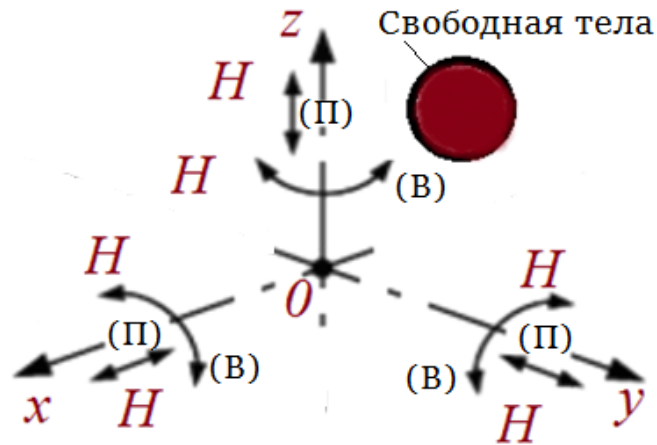
29



30

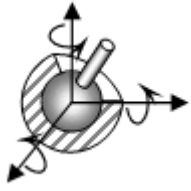



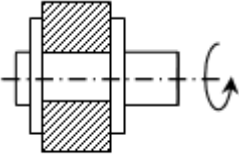
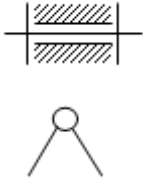
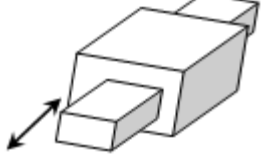
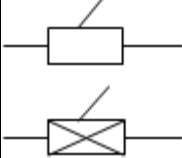
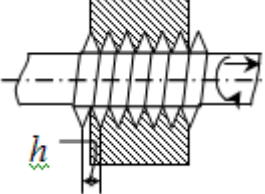
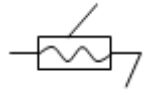


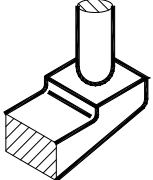
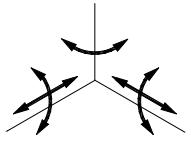
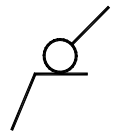
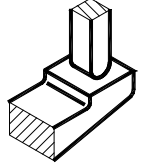
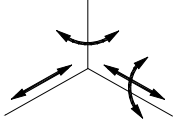

Кинематические пары и их обозначения на схемах


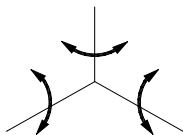
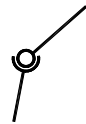
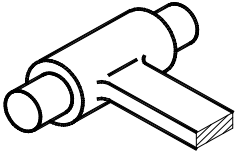
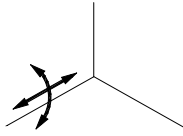

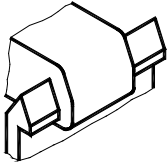
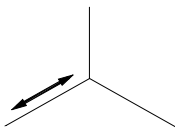
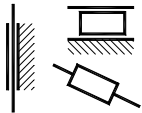
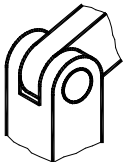
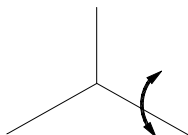
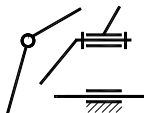


В (вращательное)
П (поступательное)

Кинематическая пара	Рисунок	Обозначение
Сфера-плоскость $H = 5, S = 6 - H = 1$ ВВПП		
Цилиндр на плоскости $H = 4, S = 6 - H = 2$ ВВПП		
Призма на плоскости $H = 3, S = 6 - H = 3$ ВПП		
Цилиндрическая $H = 2$ $S = 6 - H = 4$ ВП		

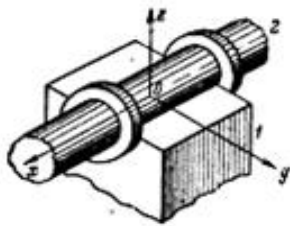
Сферическая $H = 3$ $S = 6 - H = 3$ ВВВ		
Сферическая с пальцем $H = 2, S = 6 - H = 4$ ВВ		
Вращательная (цилиндрическая с буртом) $H = 1, S = 6 - H = 5$ В		
Поступательная $H = 1, S = 6 - H = 5$ П		
Винтовая $H = 1, S = 6 - H = 5$ ВП (движения взаимозависимы)		

Класс	Число связей	Число подвижностей	Название кинематической пары	Общий вид кинематической пары	Возможные движения одного звена относительно другого	Схема кинематической пары
I	1	5	Шар-плоскость			
II	2	4	Цилиндр-плоскость			

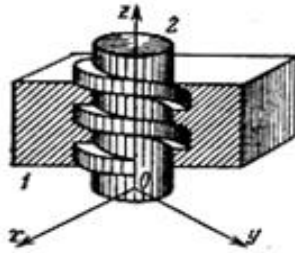
III	3	3	Сферическая			
IV	4	2	Цилиндрическая			
V	5	1	Поступательная			
V	5	1	Вращательная			

Задачи 1 – 10

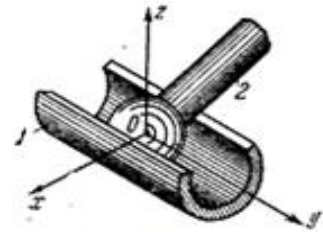
Определить класс кинематической пары, образованной звеньями 1 и 2. Указать, какие из шести независимых движений (трех поступательных и трех вращательных) одного звена относительно другого невозможны в кинематической паре.



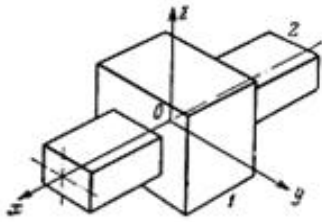
К задаче 1.



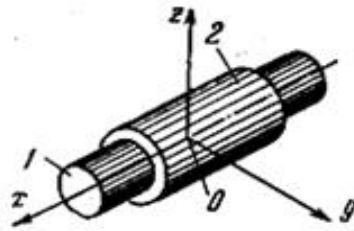
К задаче 4.



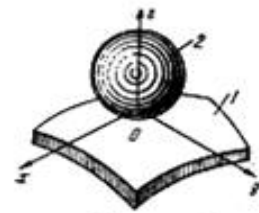
К задаче 7.



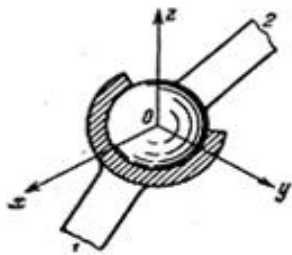
К задаче 2.



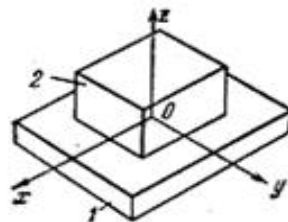
К задаче 5.



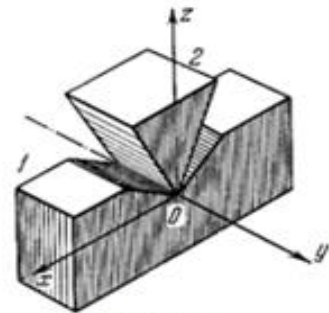
К задаче 8.



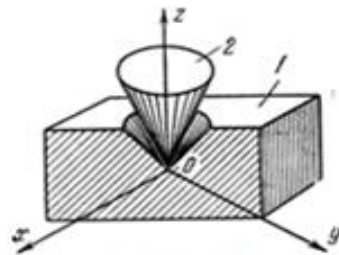
К задаче 3.



К задаче 6.



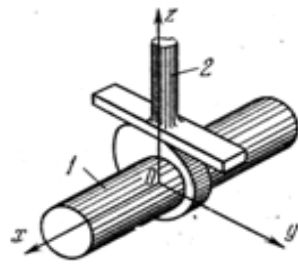
К задаче 9.



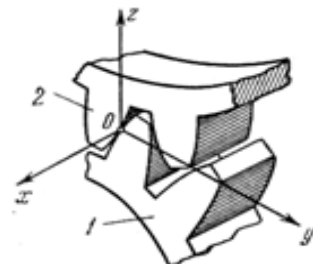
К задаче 10.

Задачи 11 – 14

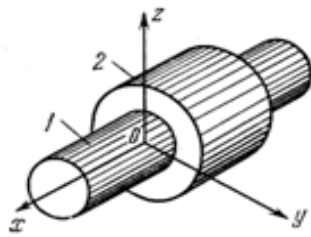
Определить класс кинематической пары, образованной звеньями 1 и 2, если оба звена, вошедшие в кинематическую пару, совершают плоскопараллельное движение относительно плоскости OYZ .



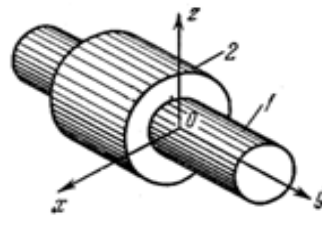
К задаче 11.



К задаче 12.



К задаче 13.



К задаче 14.

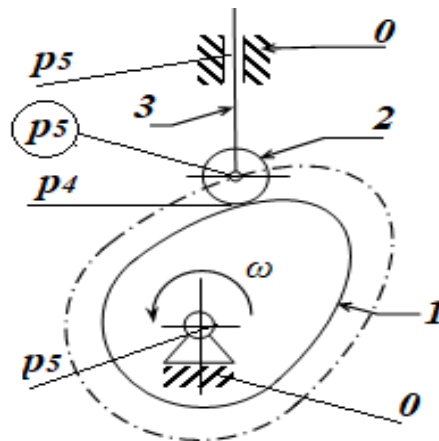
Рассмотрим кулачковый механизм, где:

0 – стойка

1 – кулачок (ведущее звено),

2 – ролик,

3 – толкатель (ведомое звено),



Число подвижных звеньев $n=3$ (1, 2, 3).

Кинематических пар 5-го класса: $p_5=3$ ($B_{1/0}$, $B_{2/3}$, $\Pi_{3/0}$).

Кинематических пар 4-го класса: $p_4=1$ ($ВП_{1/2}$).

Тогда по формуле Чебышева:

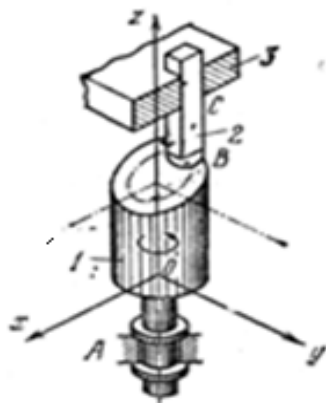
$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 3 - 1 = 2.$$

Ролик 2 можно удалить (или жестко связать со звеном 3, исключив соответственно одну кинематическую пару $B_{2,3}$) – он не оказывает никакого влияния на характер движения выходного звена. Тогда $n=2$ (1, 3); $p_5=2$ ($B_{1/0}$, $\Pi_{3/0}$); $p_4=1$ ($В\Pi_{1/3}$) и $W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$.

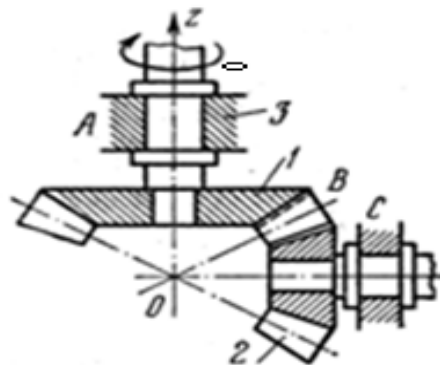
Задачи 15 – 18

15. Определить семейство и степень подвижности торцевого кулачкового механизма.

16. Определить семейство и степень подвижности механизма зубчатой передачи с коническими колесами.



К задаче 15.

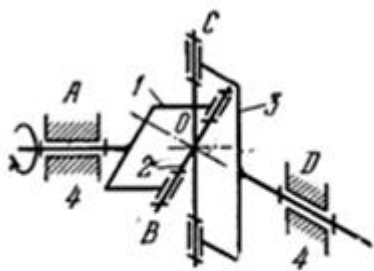


ортогональная проекция

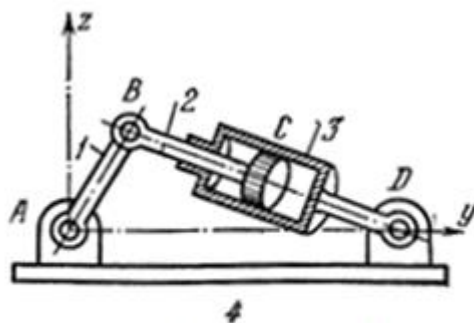
К задаче 16.

17. Определить семейство и степень подвижности механизма одинарного шарнира Гука (оси всех его вращательных пар пересекаются в одной точке O).

18. Определить семейство и степень подвижности механизма гидропривода.



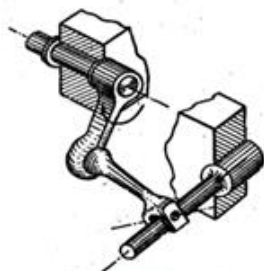
К задаче 17.



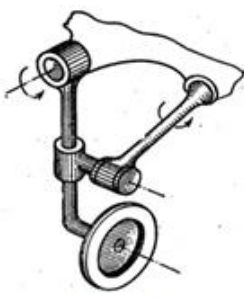
К задаче 18.

Задачи 19 – 28

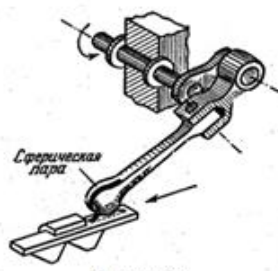
Составить кинематическую схему механизма. Подсчитать число звеньев и кинематических пар, его образующих. Определить семейство механизма и класс кинематических пар.



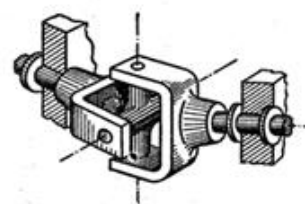
К задаче 19



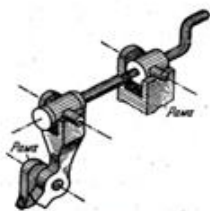
К задаче 20



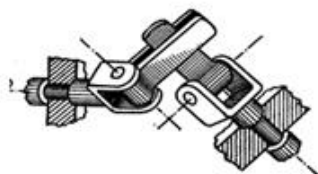
К задаче 21



К задаче 22



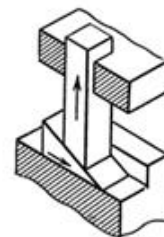
К задаче 23



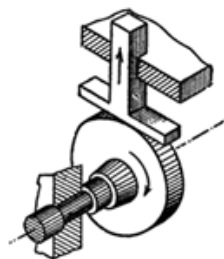
К задаче 24



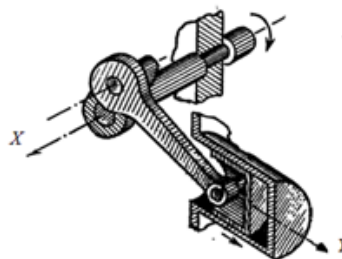
К задаче 25



К задаче 26



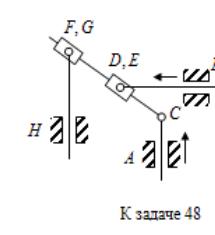
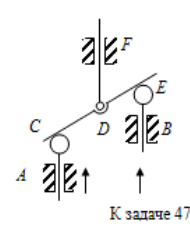
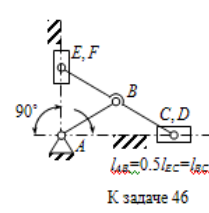
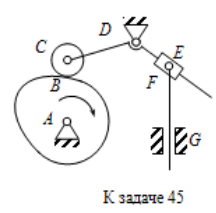
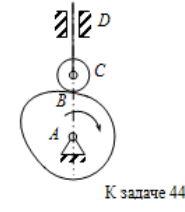
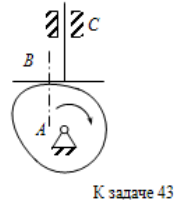
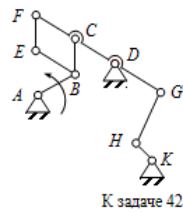
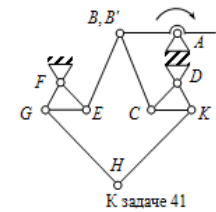
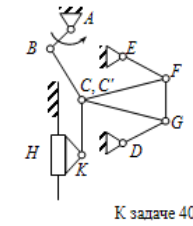
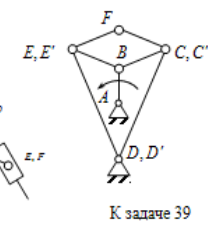
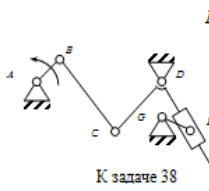
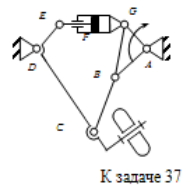
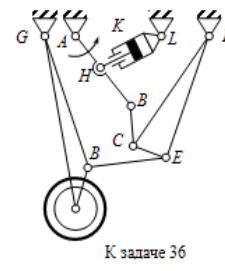
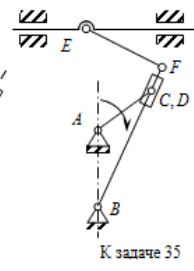
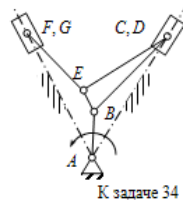
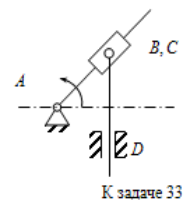
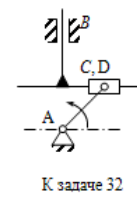
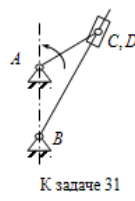
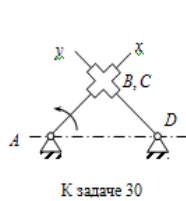
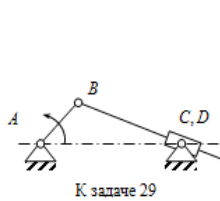
К задаче 27



К задаче 28

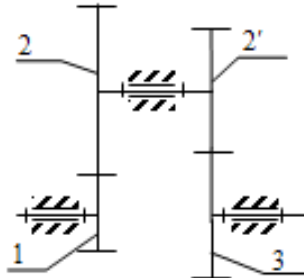
Задачи 29 – 48

Определить степень подвижности механизма и найти его класс. При наличии звеньев, создающих пассивные связи или лишние степени свободы, их указать и не учитывать при подсчете степени подвижности механизма. Каждую кинематическую пару 4-го класса заменить одним звеном, входящим в две кинематические пары 5-го класса. Расчленить механизм на группы Ассура, написать формулу его строения и указать его класс. Ведущие звенья отмечены стрелками.

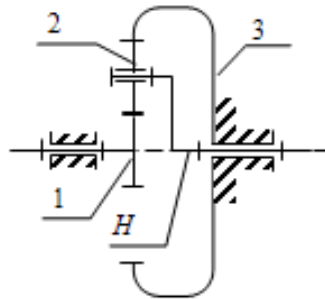


Задачи 49 – 54

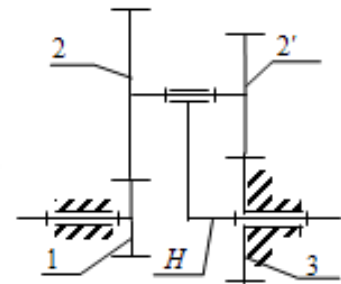
Определить степень подвижности механизмов. В задачах 53 и 54 все обозначения сделать самостоятельно.



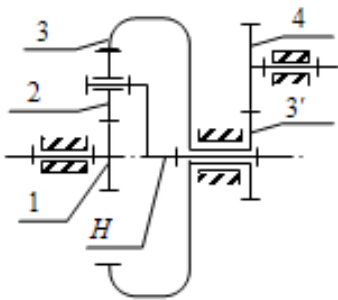
К задаче 49.



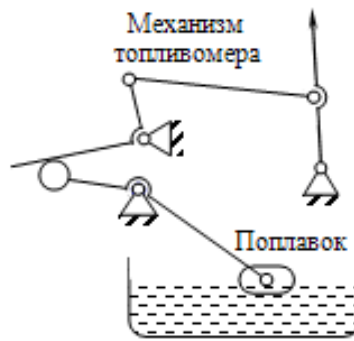
К задаче 50.



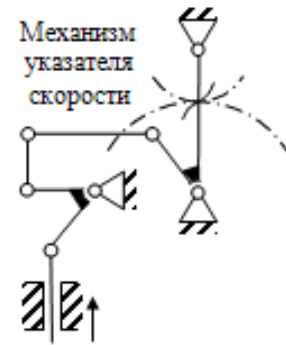
К задаче 51.



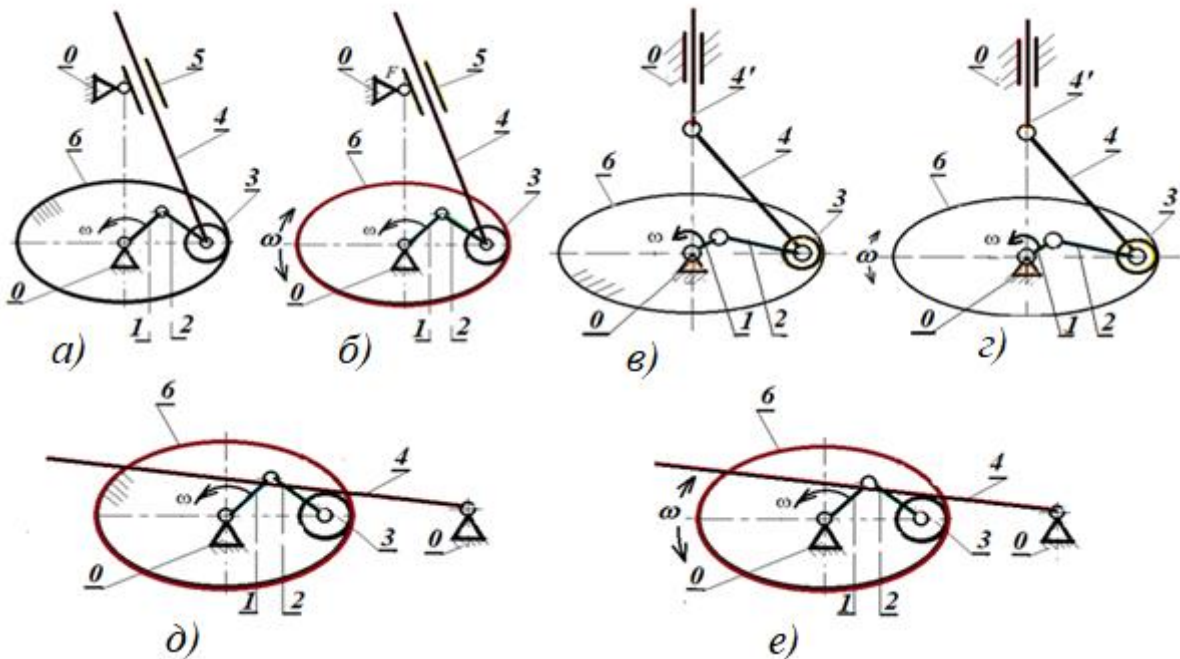
К задаче 52.

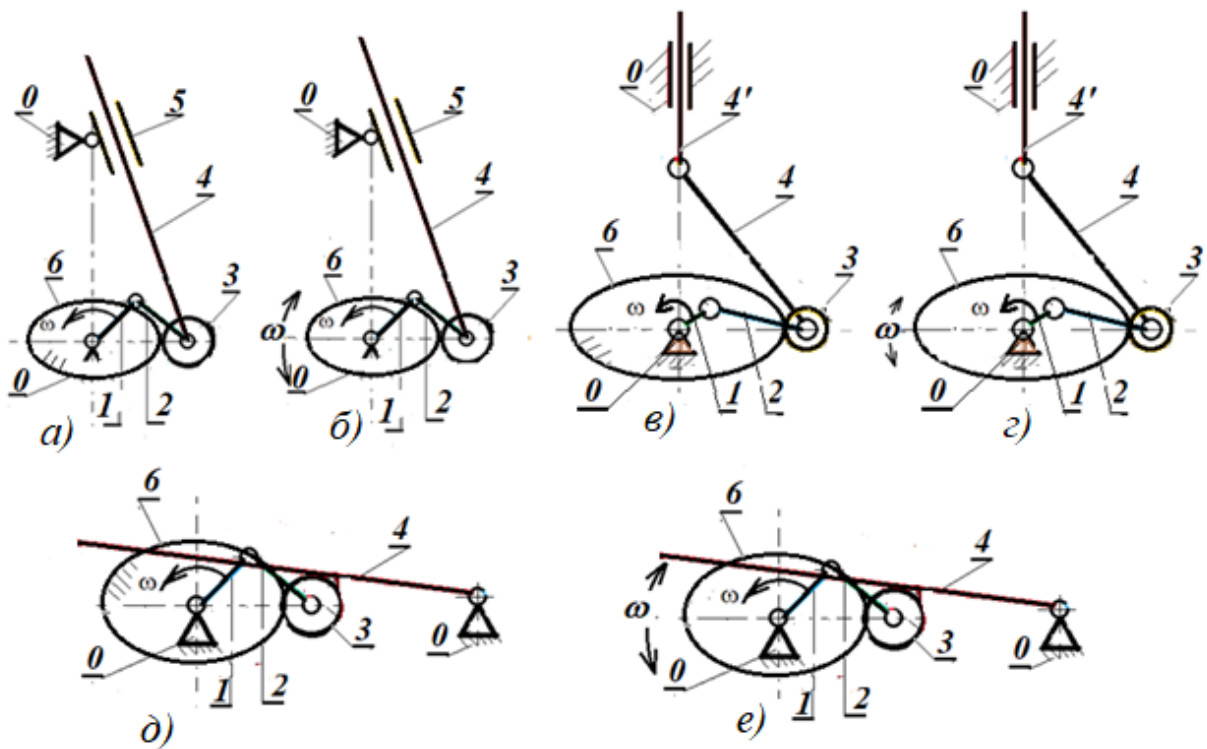


К задаче 53.



К задаче 54.

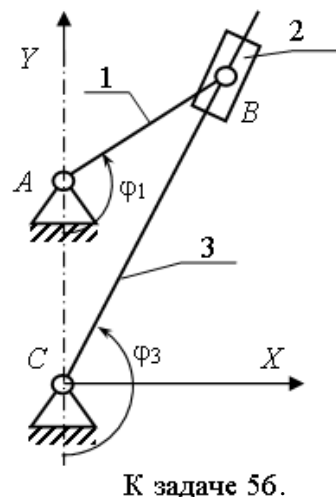
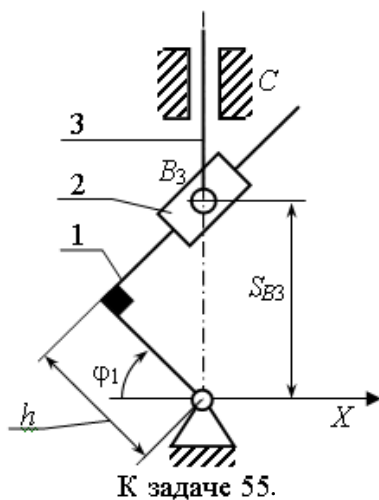




Задачи 55 – 61

55. Найти выражения для функции положения и аналога скорости точки B_3 – точки звена 3 косекансного механизма, совпадающей с точкой B_1 звена 1. Ведущее звено 1; положение звена 1 определяется углом φ_1 , а положение точки B_3 – расстоянием S_{B_3} ; величина h известна.

56. Найти выражение для функции положения кулисы 3 кулисного механизма Витворта. Ведущее звено 1; положения звеньев 1 и 3 определяются углами φ_1 и φ_3 . Размеры l_{AB} и l_{BC} известны.



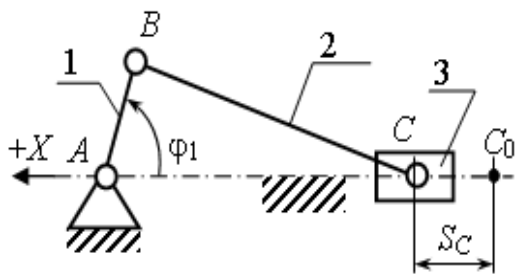
57. Найти выражение для функции положения точки C кривошипно-ползунного механизма и ее аналога скорости. Ведущее звено 1; положение звена 1 определяется углом φ_1 , а положение точки C – расстоянием S_C , отсчитываемым от крайнего правого положения на оси OX ; размеры l_{AB} и l_{BC} известны.

58. У кривошипно-ползунного механизма вычислить скорость точки шарнира C . Ведущее звено 1; положение звена 1 определяется углом $\varphi_1=30^\circ$, его угловая скорость $\omega_1=100 \text{ с}^{-1}$; размеры: $l_{AB}=0,1 \text{ м}$ и $l_{BC}=0,3 \text{ м}$.

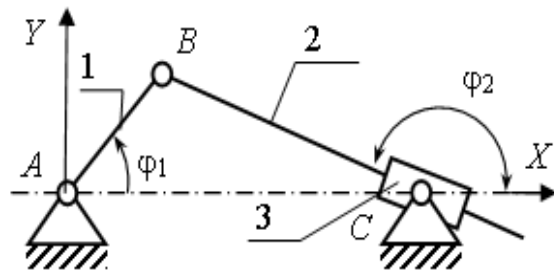
59. Найти выражение для функции положения штока 2 кривошипного механизма с качающимся ползуном и аналога скорости штока. Ведущее звено 1; положения звеньев 1 и 2 определяются углами φ_1 и φ_2 . Размеры l_{AB} и l_{AC} известны.

60. Вычислить значения скорости и ускорения, а также их аналогов для точки B_3 звена 3 синусного механизма, совпадающей с точкой B_1 звена 1. Угловая скорость звена 1 $\omega_1=100 \text{ с}^{-1}$; положение звена 1 определяется углом $\varphi_1=45^\circ$, $l_{AB}=0,1 \text{ м}$.

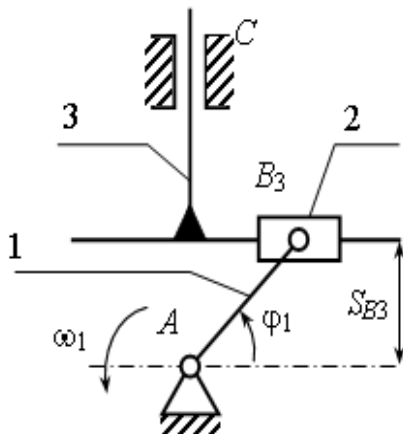
61. Вычислить скорость точки B_3 звена 3 тангенсного механизма, совпадающей с точкой B_1 звена 1. Положение звена 1 определяется углом $\varphi_1=45^\circ$, его угловая скорость $\omega_1=20 \text{ с}^{-1}$, $h=0,1 \text{ м}$.



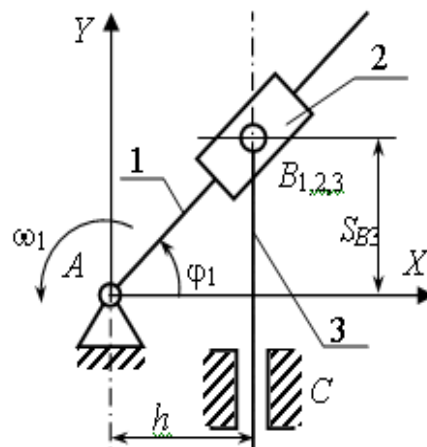
К задачам 57, 58.



К задаче 59.



К задаче 60.



К задаче 61.

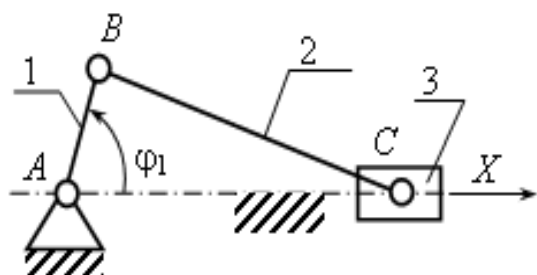
Задачи 62 – 66

62. Построить положение шарнирного четырёхзвенника при $\varphi_1=30^\circ$, $l_{AB}=30$ мм, $l_{BC}=150$ мм.

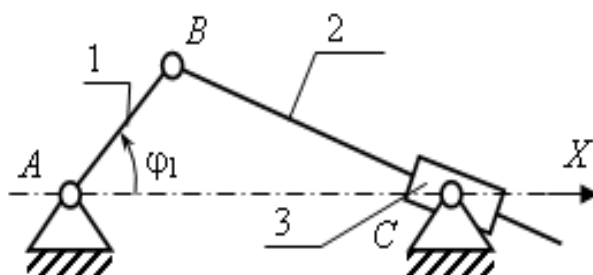
63. Построить положение шарнирного четырёхзвенника при $\varphi_1=90^\circ$, $l_{AB}=40$ мм, $l_{BC}=120$ мм.

64. Найти аналитически и графически (построить) наибольший угол размаха штока (звена 2) кривошипного механизма с качающейся кулисой. $l_{AB}=40$ мм, $l_{AC}=100$ мм.

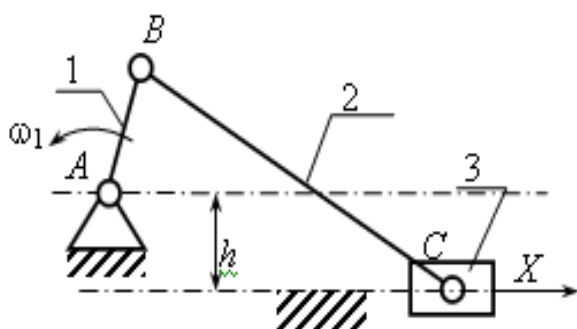
65. Построить два крайних положения ползуна 3 дезаксиального кривошипно-ползунного механизма при $l_{AB}=40$ мм, $l_{BC}=100$ мм, $h=20$ мм.



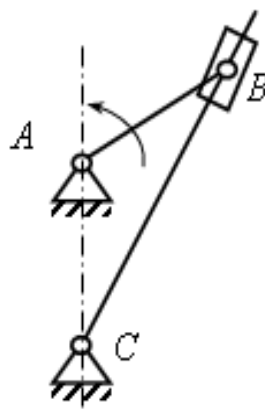
К задаче 62.



К задачам 63, 64.



К задаче 65.



К задаче 66.

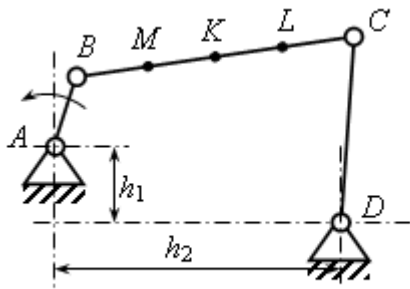
66. Построить два крайних положения кулисы 3 механизма Витворта при $l_{AB}=50$ мм, $l_{AC}=100$ мм.

Задачи 67 – 74

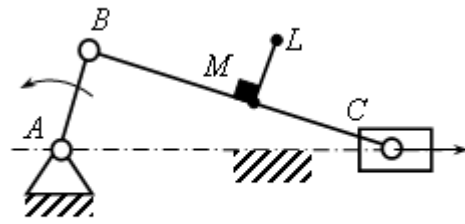
(при решении данных задач следует строить 8–12 равноотстоящих положений по ведущему звену механизма за цикл)

67. Вычертить шатунные кривые, описываемые точками M , K , и L механизма шарнирного четырёхзвенника. $l_{AB}=50$ мм, $l_{BC}=200$ мм, $l_{CD}=140$ мм, $h_1=80$ мм, $h_2=220$ мм, $l_{BM}=l_{MK}=l_{KL}=0,25 l_{BC}$.

68. Вычертить шатунные кривые, описываемые точками M и L кривошипно-ползунного механизма. $l_{AB}=50$ мм, $l_{BC}=150$ мм, $l_{BM}=75$ мм, $l_{ML}=50$ мм.



К задаче 67.



К задаче 68.

69. Вычертить шатунные кривые, описываемые точками M и L механизма Витворта. $l_{AB}=60$ мм, $l_{AC}=80$ мм, $l_{BM}=40$ мм, $l_{ML}=20$ мм.

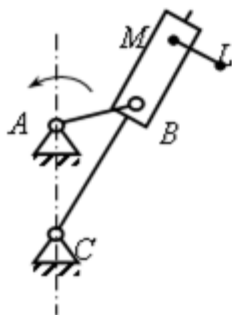
70. Вычертить шатунные кривые, описываемые точками M и L муфты Ольдгейма. $l_{AD}=100$ мм, $l_{ML}=30$ мм.

71. Вычертить шатунные кривые, описываемые точками M и L кривошипного механизма с качающейся кулисой. Известно: $l_{AB}=50$ мм, $l_{AC}=140$ мм, $l_{BM}=60$ мм, $l_{BL}=200$ мм.

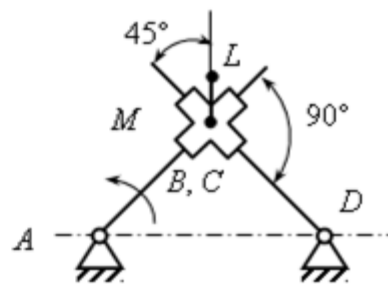
72. Вычертить шатунные кривые, описываемые точками M и L кривошипного механизма с качающейся кулисой. Известно: $l_{AB}=30$ мм, $l_{AC}=120$ мм, $l_{BM}=30$ мм, $l_{BK}=180$ мм, $l_{KL}=30$ мм.

73. Вычертить шатунные кривые, описываемые точками M и L кривошипно-ползунного механизма. Известно: $l_{AB}=10$ мм, $l_{BC}=30$ мм, $l_{BM}=96,7$ мм.

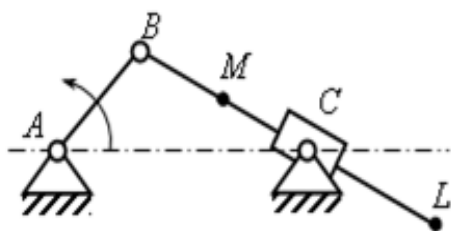
74. Вычертить шатунную кривую, описываемую точкой M механизма Чебышева. Известно: $l_{AB}=6,8$ мм, $l_{BC}=l_{CD}=l_{CM}=50$ мм, $l_{AD}=70,45$ мм.



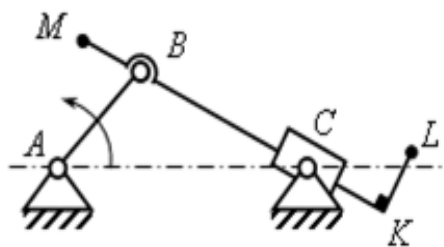
К задаче 69.



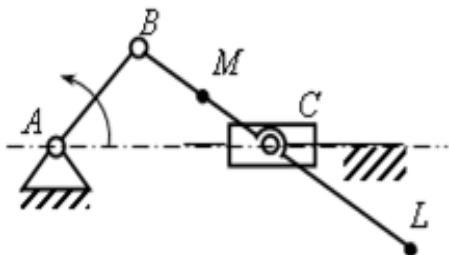
К задаче 70.



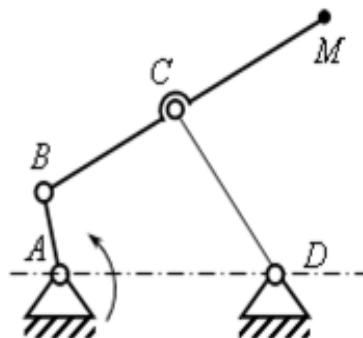
К задаче 71.



К задаче 72.



К задаче 73.



К задаче 74.

Задачи 75 – 89

(задачи решаются построением планов скоростей и ускорений)

75. Найти абсолютные значения скорости и ускорения точки E и угловой скорости и ускорения звена CD шарнирного четырехзвенного механизма. Известно: $l_{AB}=30$ мм, $l_{BC}=l_{CD}=l_{AD}=60$ мм, $l_{BE}=l_{CE}=35$ мм, $\varphi_1=30^\circ$, $\omega_1=\text{const}=20$ с⁻¹.

76. Найти угловые скорость и ускорение звена BC кривошипно-ползунного механизма. Известно: $l_{AB}=60$ мм, $l_{BC}=180$ мм, $\varphi_1=120^\circ$, $\omega_1=\text{const}=100$ с⁻¹.

77. Найти угловые скорость и ускорение звена 3 механизма Витворта. Известно: $l_{AB}=30$ мм, $l_{AC}=60$ мм, $\varphi_1=240^\circ$, $\omega_1=\text{const}=10$ с⁻¹.

78. Найти абсолютные значения скорости и ускорения точки D_2 . Известно: $l_{AC}=50$ мм, $l_{BC}=70$ мм, $l_{BD_2}=16$ мм, $\varphi_1=30^\circ$, $\omega_1=\text{const}=100$ с⁻¹.

79. Найти абсолютные значения скорости и ускорения точки D кривошипного механизма с качающимся ползуном. Известно: $l_{AB}=30$ мм, $l_{AC}=60$ мм, $l_{BD}=120$ мм, $\varphi_1=150^\circ$, $\omega_1=\text{const}=40$ с⁻¹.

80. В муфте Ольдгейма найти скорость и ускорение точки B_2 звена 2, совмещенной с точками B_1 и B_3 , находящимися на пересечении осей направляющих A_x и C_y . Известно: $l_{AC}=40$ мм, $\varphi_1=30^\circ$, $\omega_1=\text{const}=10$ с⁻¹.

81. Найти абсолютные значения скорости и ускорения точки B_3 звена 3 синусного механизма. Известно: $\omega_1=\text{const}=10$ с⁻¹, $\varphi_1=45^\circ$, $l_{AB}=530$ мм.

82. В тангенсном механизме найти абсолютные значения скорости и ускорения точки B_3 звена 3. Известно: $\omega_1=\text{const}=5$ с⁻¹, $\varphi_1=30^\circ$, $H=250$ мм.

83. Построить планы скоростей и ускорений. $L_{AB}=100$ мм, $L_{BC}=L_{CD}=200$ мм, $L_{AK}=50$ мм, $n_1=300$ мин⁻¹.

84. Построить планы скоростей и ускорений. $L_{AB}=100$ мм, $L_{BC}=L_{CD}=200$ мм, $L_{AK}=50$ мм, $L_{BM}=L_{CM}=150$ мм, $n_1=200$ мин⁻¹.

85. Построить план скоростей и план ускорений механизма, определить величины и направления угловых скоростей и угловых ускорений звеньев.

Вариант	n_1	φ	AB	BC	AC	BF	BD	DF	m	z_1	z_2
	об/мин	град	мм								
1	300	50	40	30	35	90	90	30	2	17	34
2	240	120	50	40	40	120	100	30	2	18	36
3	180	150	60	60	100	180	160	40	2	20	32
4	120	120	70	80	120	240	100	160	2,5	18	30
5	200	90	90	70	90	340	210	150	2	20	45

Указания: Начальные диаметры колес определяются по зависимостям: межцентровое расстояние для пары зубчатых колес внешнего зацепления.

86. Построить план скоростей и план ускорений механизма, определить величины и направления угловых скоростей и угловых ускорений звеньев. Смотри указания к задаче 83.

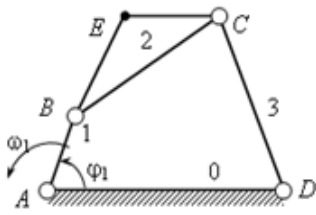
Вариант	n_1	φ	AB	BD	BC	EC	EF	CF	Y_E	X_E	m	z_1	z_2
	об/мин	град	мм										
1	400	150	15	90	70	100	40	150	40	50	1	25	50
2	1000	120	12	70	56	80	32	140	32	40	1.5	20	40
3	750	100	10	60	50	70	30	115	30	15	1	20	32
4	800	120	20	120	95	135	55	165	55	65	1.5	18	30
5	500	30	50	140	100	140	160	70	60	70	1.5	18	27

87. Построить план скоростей и план ускорений механизма в положении, соответствующем примерно середине рабочего хода, определить величины и направления угловых скоростей и угловых ускорений звеньев.

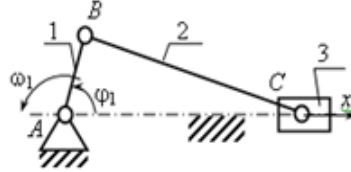
Вариант	a	b	c	l_{OA}	l_{AB}	l_{AC}	l_{BK}	n_1	F_5
	мм							об/мин	H
1	400	600	400	150	600	300	620	150	
2	500	550	500	175	600	200	750	120	
3	400	900	500	250	1000	400	780	200	

88. Построить план скоростей и план ускорений механизма в положении, соответствующем примерно середине рабочего хода, определить величины и направления угловых скоростей и угловых ускорений звеньев.

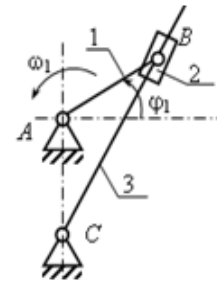
Вариант	a	b	c	l_{OA}	l_{KB}	l_{BD}	l_{BE}	n_1	F_5
	мм							об/мин	H
1	80	310	550	110	480	250	150	200	
2	45	400	640	100	500	350	160	150	
3	35	300	580	100	480	270	130	250	



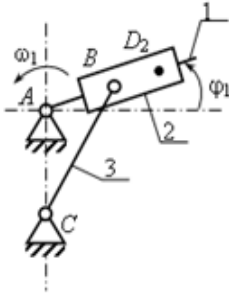
К задаче 75



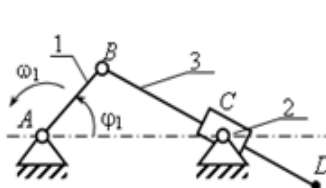
К задаче 76



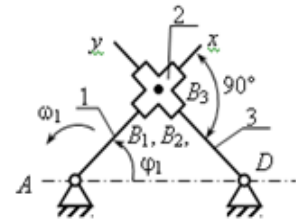
К задаче 77



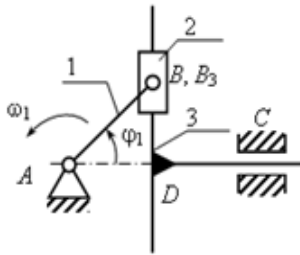
К задаче 78



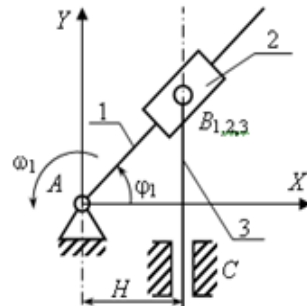
К задаче 79



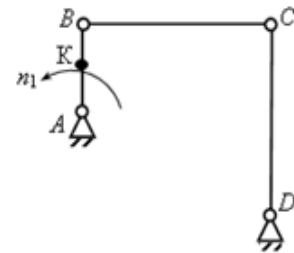
К задаче 80



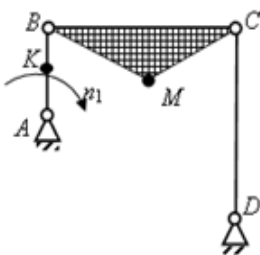
К задаче 81



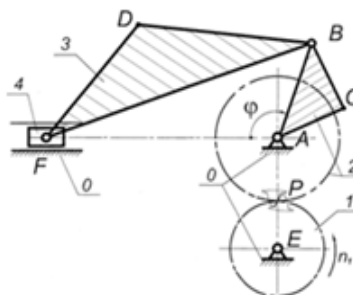
К задаче 82



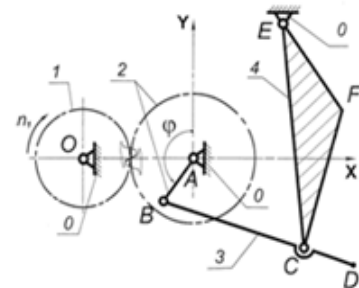
К задаче 83



К задаче 84

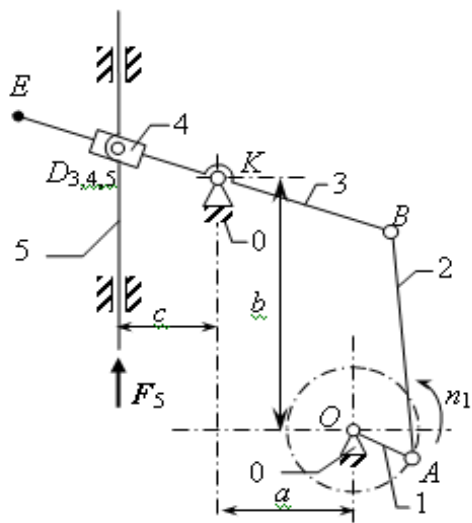


К задаче 85

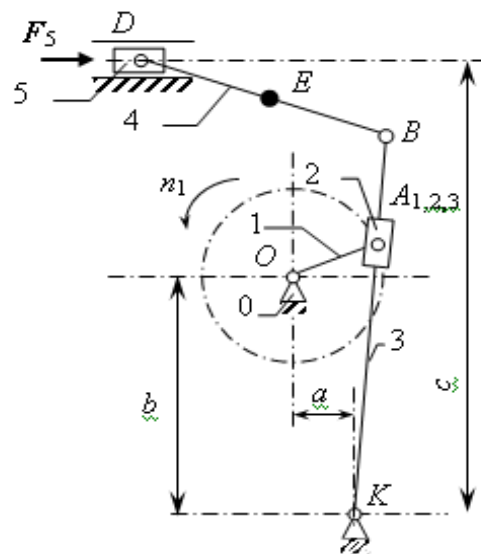


К задаче 86

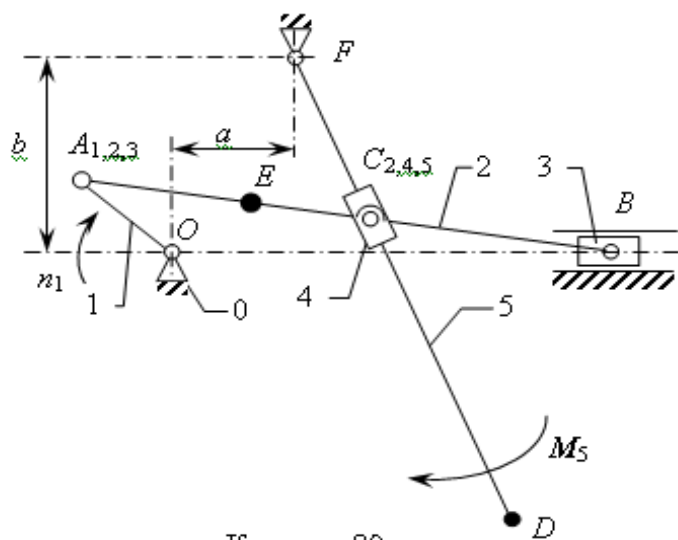
89. Построить план скоростей и план ускорений механизма в положении, соответствующем примерно середине рабочего хода, определить величины и направления угловых скоростей и угловых ускорений звеньев.



К задаче 87



К задаче 88



К задаче 89.

Задачи 90 – 108

При решении некоторых задач данного раздела требуется найти межосевое расстояние (расстояние между осями пары зацепляющихся колес). Эти расстояния могут быть найдены из следующих соотношений:

1) радиусы начальных окружностей цилиндрических колес определяются $R = \frac{mz}{2}$, где m – модуль по начальной окружности

$m = \frac{t}{\pi}$ [мм]; , t – шаг по начальной окружности; z – число зубьев

колеса;

2) межцентровые расстояния соответственно определяются:

$a = \frac{z_2 \pm z_1}{2} \cdot m$, знак «+» для внешнего зацепления, знак «-» для

внутреннего зацепления;

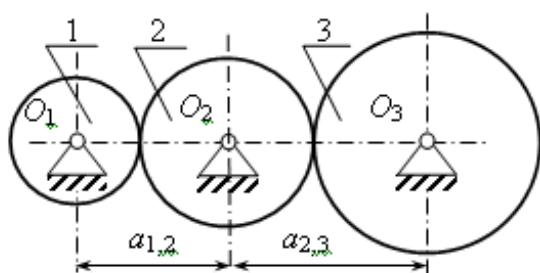
3) для рассмотренных эпициклических (планетарных и дифференциальных) механизмов обязательным условием работоспособности является условие соосности:

90. Определить передаточное отношение $i_{1,3}$ и расстояния

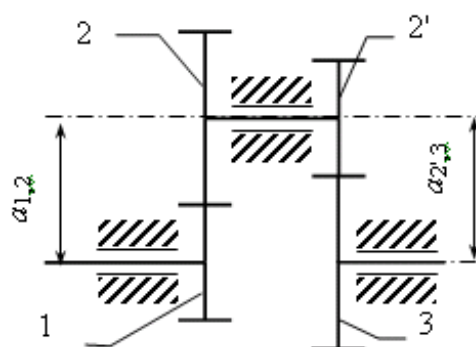
$a_{1,2}$ и $a_{2,3}$ между осями колес зубчатой передачи, если зубья всех колес имеют модуль $m=10$ мм, а числа зубьев колес соответственно $z_1=20$, $z_2=30$, $z_3=40$.

91. Определить передаточное отношение $i_{1,3}$ и расстояния

$a_{1,2}$ и $a_{2,3}$ между осями колес зубчатой передачи, если зубья всех колес имеют модуль $m=10$ мм, а числа зубьев колес соответственно $z_1=20$, $z_2=40$, $z_2'=15$, $z_3=45$.



К задаче 90.

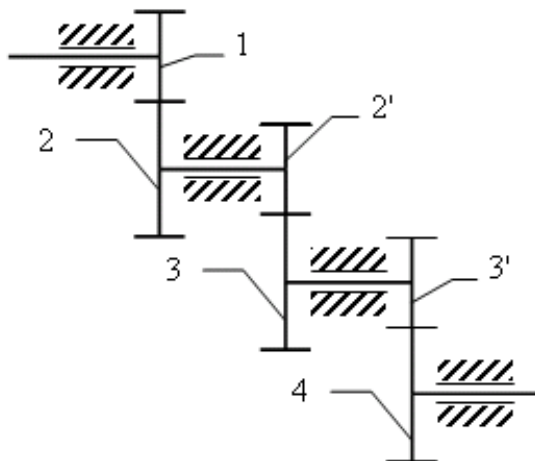


К задаче 91.

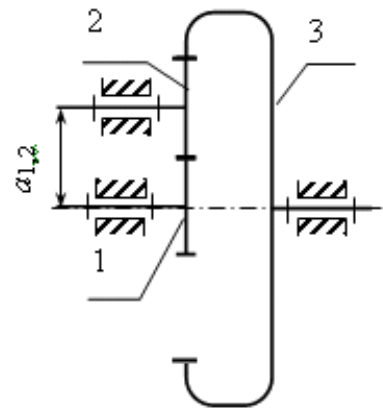
92. Определить передаточное отношение $i_{1,4}$ зубчатой передачи, если числа зубьев колес соответственно $z_1=16$, $z_2=48$, $z_2'=20$, $z_3=40$, $z_3'=15$, $z_4=30$.

93. Определить передаточное отношение $i_{1,3}$ и расстояния

$a_{1,2}$ и $a_{2,3}$ между осями колес зубчатой передачи, если зубья всех колес имеют модуль $m=5$ мм, а числа зубьев колес соответственно $z_1 = z_2 = 20, z_3 = 60$.



К задаче 92.



К задаче 93.

94. Определить передаточное отношение $i_{1,H}$ зубчатой передачи лебедки, если числа зубьев колес соответственно $z_1 = z_2 = 18, z_3 = 54$.

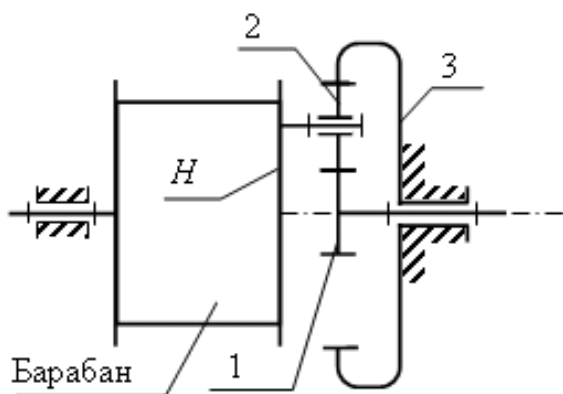
95. Определить передаточное отношение $i_{1,H}$ редуктора авиамотора, если числа зубьев колес соответственно

$$z_1 = 64, z_2 = 16, z_3 = 32.$$

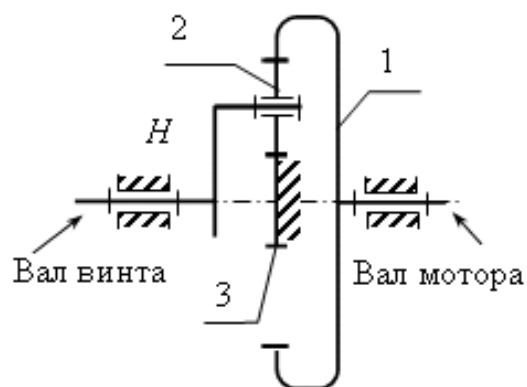
96. Определить числа оборотов в минуту водила H и сателлита 2, если вал 1 вращается с частотой $n_1 = 120$ об/мин, а числа зубьев колес соответственно $z_1 = 40, z_2 = 20, z_3 = 80$.

97. Определить передаточное отношение $i_{H,1}$ редуктора Давида, если числа зубьев колес соответственно $z_1 = 101, z_2 = 100, z_2' = 99, z_3 = 100$.

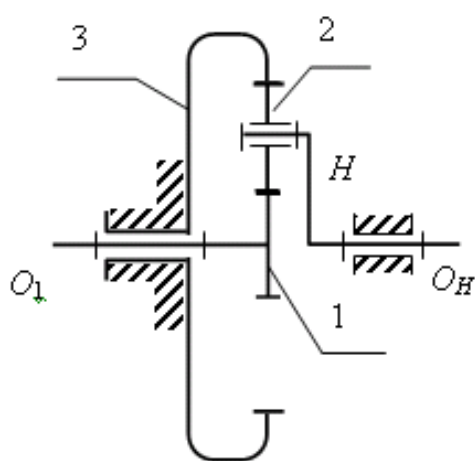
Вариант	a	b	l_0	l_{AB}	l_{AC}	l_{FD}	l_{AE}	n_1	M_5
	мм							об/мин	H
1	40	180	40	240	120	280	90	300	
2	80	200	50	240	110	320	90	280	
3	100	220	80	300	180	320	100	250	



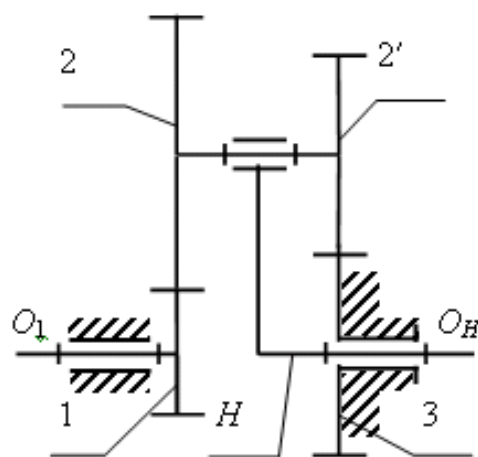
К задаче 94.



К задаче 95.



К задаче 96.



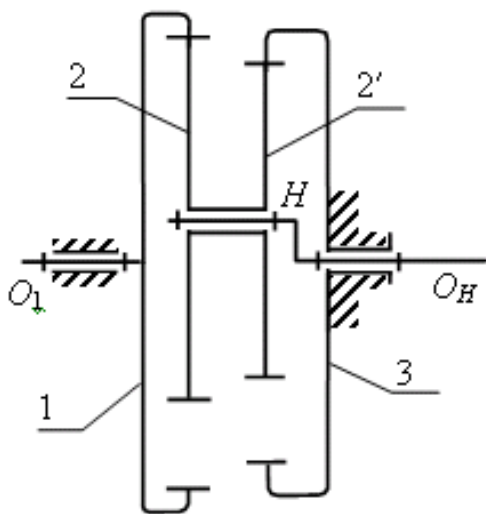
К задаче 97.

98. Определить передаточное отношение $i_{H,1}$ редуктора Давида, если числа зубьев колес соответственно $z_1=65$, $z_2=62$, $z_2'=63$, $z_3=66$.

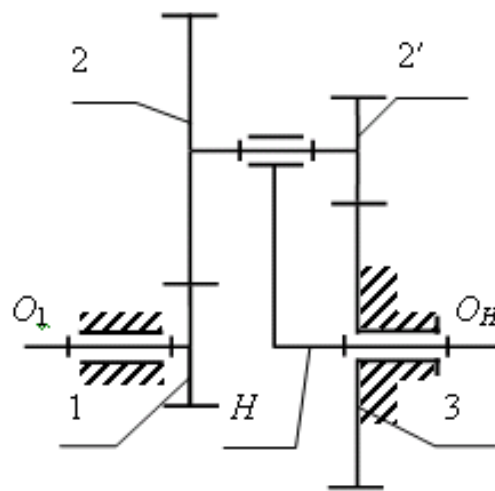
99. Определить передаточное отношение $i_{1,H}$ редуктора Давида, если числа зубьев колес соответственно $z_1=24$, $z_2=36$, $z_2'=12$, $z_3=48$.

100. Определить передаточное отношение $i_{1,4}$ редуктора Давида с дополнительной непланетарной ступенью, если числа зубьев колес соответственно $z_1=20$, $z_2=36$, $z_3=45$, $z_3'=48$, $z_4=72$, $z_5=75$.

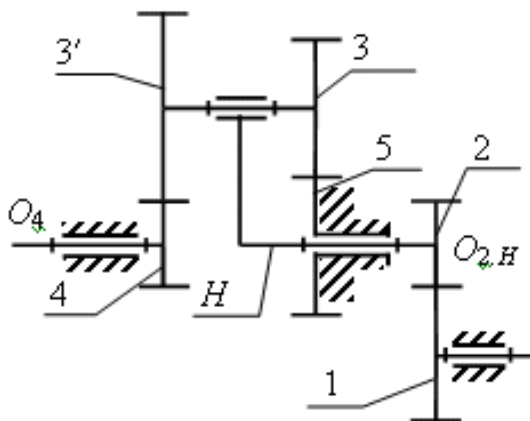
101. Определить передаточное отношение $i_{1,H2}$ редуктора, если числа зубьев колес соответственно $z_1=24$, $z_2=30$, $z_4=20$, $z_5=28$.



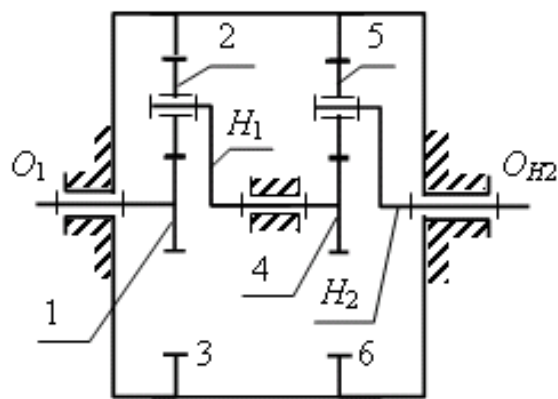
К задаче 98.



К задаче 99.



К задаче 100.

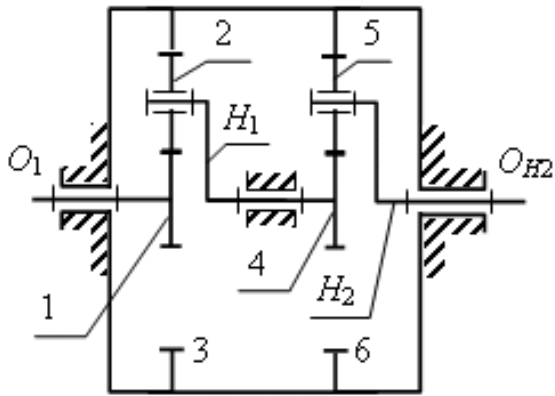


К задаче 101.

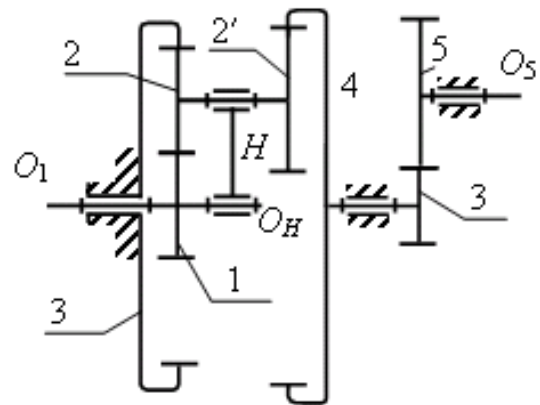
102. Определить передаточное отношение $i_{1,H2}$ редуктора, если числа зубьев колес соответственно $z_1=22$, $z_2=31$, $z_4=18$, $z_5=33$.

103. Определить передаточное отношение $i_{1,5}$ редуктора с плавающим водилом H , если числа зубьев колес соответственно $z_1=12$, $z_2=54$, $z_2'=48$, $z_3=120$, $z_4=114$, $z_4'=18$, $z_5=36$.

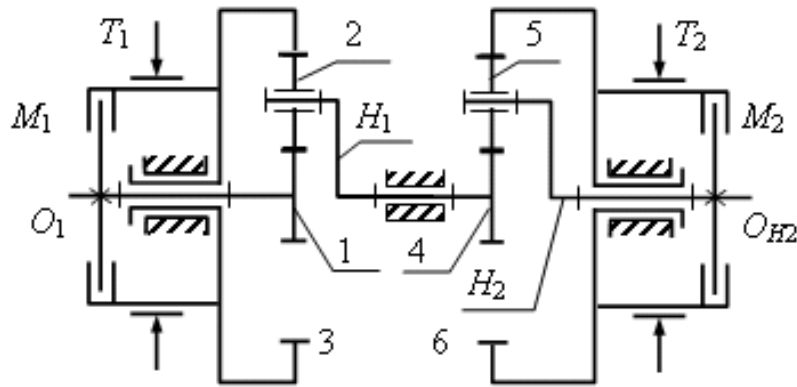
104. В четырехскоростной планетарной коробке передач при первой передаче включаются тормоза T_1 и T_2 , при второй – тормоз T_1 и муфта M_2 , при третьей – тормоз T_2 и муфта M_1 , при четвертой – муфты M_1 и M_2 . Определить значения передаточных отношений при различных передачах, если числа зубьев колес z_1, z_3, z_4, z_6 (см. таблицу значений).



К задаче 102



К задаче 103

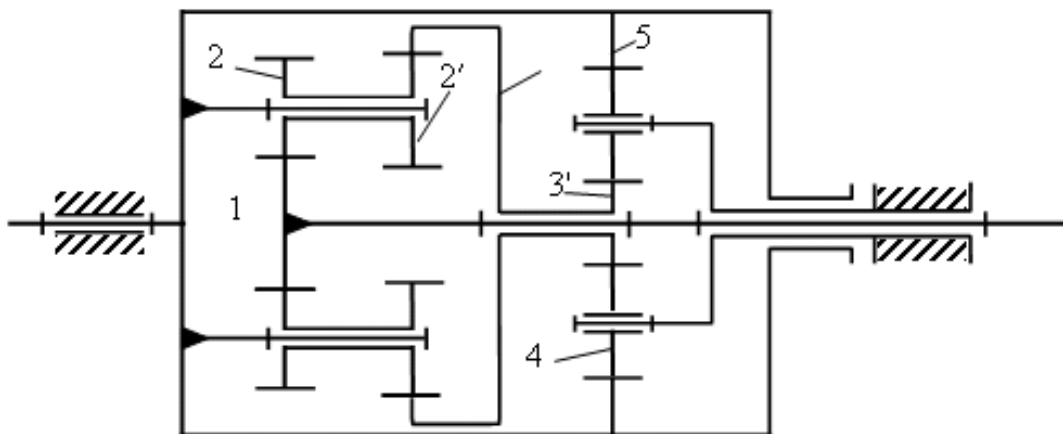


К задаче 104.

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8
z_1	25	24	22	21	20	19	18	17
z_3	91	96	78	85	70	75	66	65
z_4	90	96	80	84	63	64	58	59
z_6	46	48	42	40	35	32	28	29

105. Для механизма замкнутого дифференциального зубчатого редуктора определить передаточное отношение от входного вала 1 к валу подвижного корпуса барабана 5 – $i_{1,5}$, если числа зубьев колес $z_1=z_2'=z_3'$, $z_2=z_4$ (см. таблицу значений). При решении учесть условие соосности механизма, считая, что все колеса прямозубые, нарезаны без смещения инструмента, модули всех колес одинаковы.

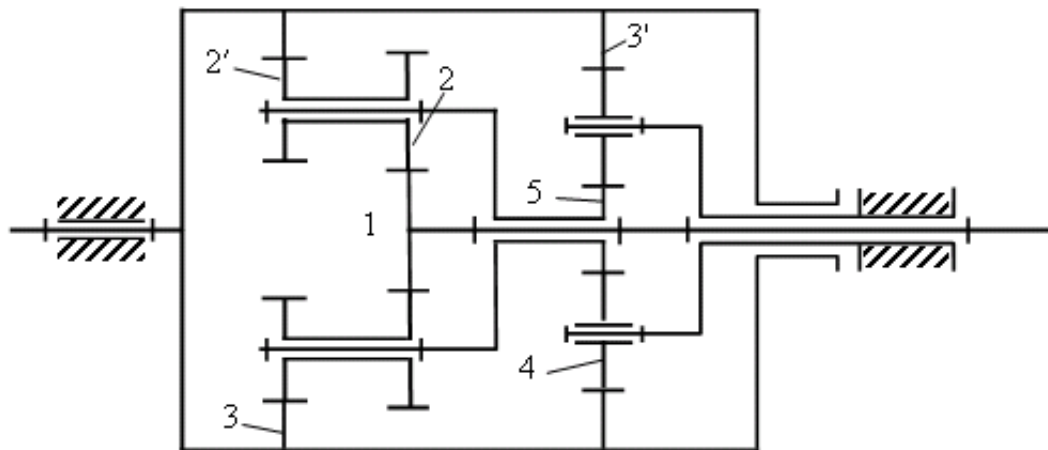
Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8
z_1	20	21	22	23	20	21	22	23
z_2	35	34	33	42	39	40	41	45



К задаче 105.

106. Для замкнутого дифференциального зубчатого редуктора определить передаточное отношение от входного вала 1 к выходному барабану 3 – $i_{1,3}$, если числа зубьев колес $z_1=z_2'=z_5$, $z_2=z_4$ (см. таблицу значений). При решении учесть условие соосности механизма, считая, что все колеса прямозубые, нарезаны без смещения инструмента, модули всех колес одинаковы.

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8
z_1	17	18	19	20	21	22	23	24
z_2	45	44	40	41	60	56	54	50



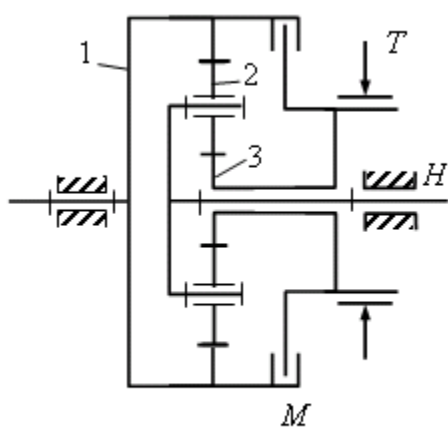
К задаче 106.

107. Коробка передач с помощью устройств управления (T и M) может преобразовываться в планетарный или дифференциальный механизм. Определить передаточное отношение от входного колеса 1 к водилу H и частоту вращения водила n_H : а) при включенном тормозе T и выключенной муфте M ; б) при включенной муфте M и выключенном тормозе T ; в) при выключенных T и M . Числа зубьев колес z_2 , z_3 и частоты вращения n_1 и n_3 — известны (см. таблицу значений).

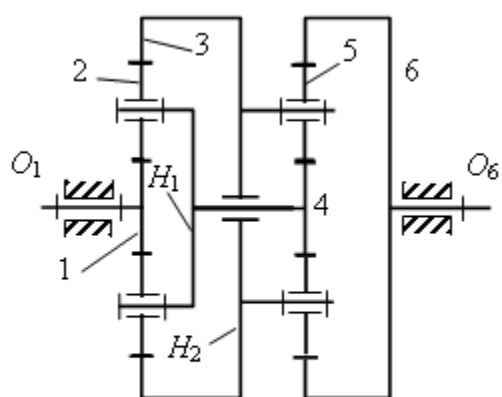
Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8
z_2	22	40	32	22	34	24	30	28
z_3	24	30	28	36	32	42	28	56
n_1 (об/мин)	100	150	1200	2000	600	300	800	2500
n_3 (об/мин)	300	400	800	600	1000	700	1800	500

108. В двухскоростной планетарной коробке передач определить передаточные отношения от колеса 1 к колесу 6 и скорости вращения колеса 6: а) при заторможенном водиле H_1 (первая передача); б) при заторможенном водиле H_2 (вторая передача). Известны числа зубьев колес z_1 , z_2 , z_4 , z_5 и скорость ω_1 (см. таблицу значений).

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8
z_1	17	20	17	21	17	18	20	17
z_2	29	40	32	40	36	36	42	42
z_4	24	17	18	17	18	20	17	18
z_5	36	28	42	34	37	45	38	39
n_1 (об/мин)	70	90	150	300	150	90	70	90



К задаче 107.



К задаче 108.

Силовой анализ (выполняется аналитическим методом)

Силовой анализ включает в себя:

- изучение влияния **внешних сил, сил тяжести** звеньев, сил трения и **сил инерции** на звенья механизма, на элементы звеньев, кинематические пары и неподвижные опоры;
- установление способов уменьшения динамических **нагрузок**, возникающих при движении механизма.

Все **силы**, действующие на механизм, можно разделить на две группы:

1. **Внешние силы** – силы, приложенные к механизму, не зависящие от строения, масса-габаритных характеристик самого механизма:

а) движущие силы $-F_D$ – силы, вызывающие движение. Передаются механизму ведущим звеном, работа этих сил считается положительной,

$$A_D > 0$$

б) силы производственного сопротивления $-F_{nc}$, – силы, для преодоления которых предназначен механизм, работа этих сил,

$$A_{nc} < 0$$

2. Силы, присущие самому механизму:

а) силы вредного сопротивления $-F_{вс}$, например, силы трения в кинематических парах.

$$F_k = F_{nc} + F_{вс}$$

б) силы тяжести $-F_G \equiv (G)$

$$G = mg$$

в) силы инерции $-\vec{F}_u = -m\vec{a}$

Аналогично силам классифицируются и моменты.

Силовой анализ механизмов может быть:

– *Статический* – не учитываются силы инерции звеньев, дополнительные силы, возникающие в процессе движения (например, кориолисовы).

– *Динамический* – учитываются как статические, так и динамические нагрузки.

Методы, применяемые при выполнении силового анализа можно разделить на две основные группы:

– *Аналитические.*

– *Графоаналитические.*

Типичные задачи, решаемые при выполнении силового анализа, следующие:

- определение усилий, действующих на звенья механизма;
- определение реакций в кинематических парах;
- определение уравновешивающей силы или уравновешивающего момента;

– определение **коэффициента полезного действия** механизма.

Кратко охарактеризуем некоторые методы.

Среди аналитических методов широкое распространение получил метод расчета на основе обыкновенных дифференциальных уравнений равновесия твердых тел .

Сущность метода: применение к решению задач динамики плоских механизмов уравнений статики – уравнений равновесия в форме Даламбера:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum F_z = 0 \end{cases}$$

В приведенных уравнениях под силами F и моментами M понимаются все внешние силы и моменты, силы тяжести и реакции в кинематических парах, подлежащие определению. Подобные уравнения должны быть составлены для всех звеньев механизма и решены совместно. В результате для механизма с n подвижными звеньями решается система $3n$ уравнений. В исходном виде такая система применяется для механизмов с малыми (или мало меняющимися) скоростями движения звеньев, когда можно пренебречь инерциальными составляющими.

Для того чтобы механизм находился в равновесии под воздействием внешних сил, к одному из звеньев механизма должна быть приложена уравновешивающая сила F_y или уравновешивающая пара сил, характеризуемая ее моментом M_y – уравновешивающим моментом. Эту силу или момент обычно считают приложенными к ведущему звену, которое либо получает энергию, требуемую для движения механизма, извне, как это имеет место у механизмов рабочих машин, либо отдает ее, как это имеет место у механизмов двигателей.

Если же в каждом уравнении добавить инерциальные составляющие, то каждое звено и механизм в целом можно считать находящимся в мгновенном равновесном состоянии (иногда называют *замороженное состояние, квазиравновесное*). В таком случае эта система уравнений равновесия называется *системой уравнений кинетостатики*. Для выполнения кинетостатических расчетов необходимо знать законы движения звеньев, поскольку в уравнения входят **инерционные** нагрузки, т. е. кинематический анализ должен быть выполнен.

Решение систем уравнений кинетостатики в общем случае, когда необходимо получить зависимости реакций от времени или положения механизма, может быть весьма затруднительным, поскольку инерциальные составляющие сил зависят от линейных ускорений, а моменты – от угловых ускорений, которые, в свою очередь, являются достаточно сложными тригонометрическими функциями. В результате для простейшего шарнирного четырехзвенного механизма (с одной присоединенной группой Ассур 2-го класса) необходимо решить систему 9 уравнений.

Оказывается, что решение приведенных систем можно упростить. Для этого рассмотрим **реакции в кинематических парах**:

– в каждой кинематической паре 5-го класса подлежат определению две неизвестных величины (рис. 3.1): во вращательной паре (рис. 3.1,а) известна точка приложения силы – центр вращательной пары, но неизвестны величина и направление; в поступательной паре (рис. 3.1,б) известна линия действия (направление) – перпендикулярно поверхности контакта, но неизвестны величина и точка приложения;

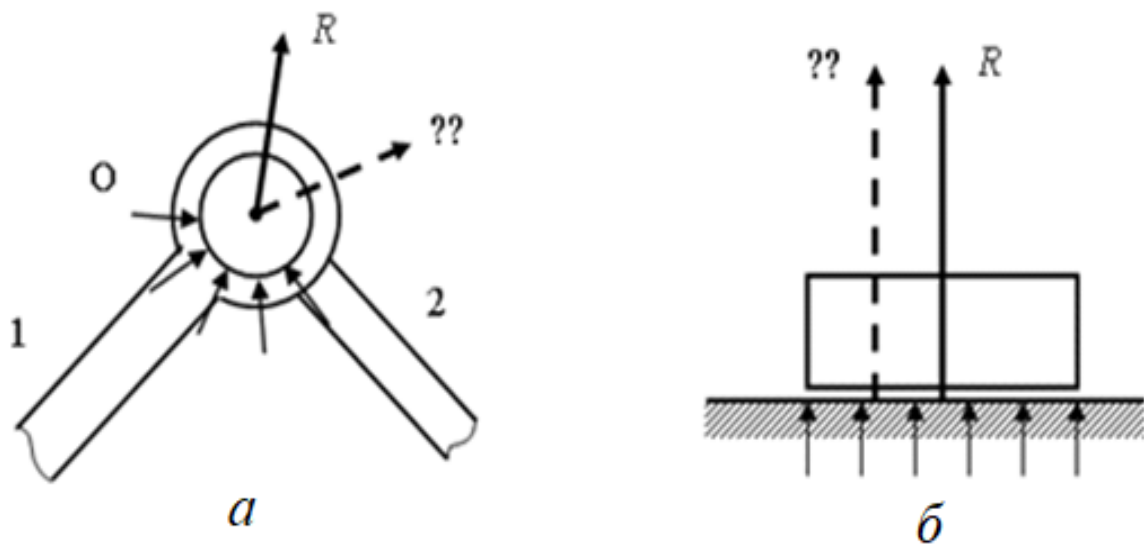


Рис. 3.1. К определению реакций в кинематических парах 5-го класса.

– в каждой кинематической паре 4-го класса (рис. 3.2) подлежит определению одна неизвестная величина – численное значение реакции, так как точка приложения известна (точка контакта поверхностей или кривых) и линия действия также известна (вдоль общей нормали к контактирующим поверхностям).

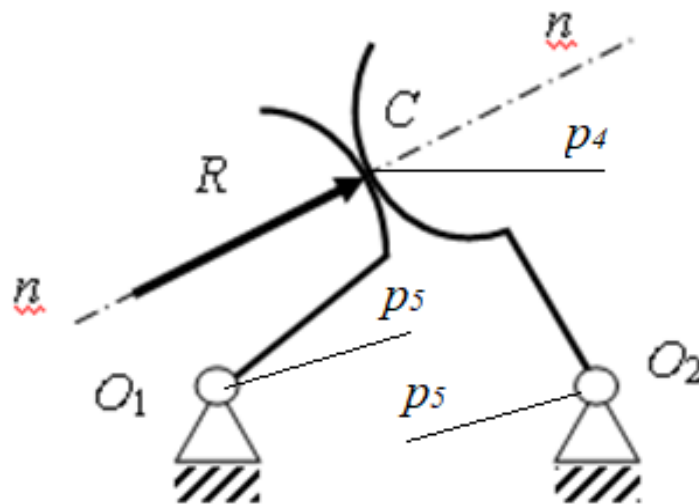


Рис. 3.2. К определению реакций в кинематических парах 4-го класса.

Таким образом, общее число неизвестных, подлежащих определению, $2p_5 + p_4$. Общее количество линейно-независимых уравнений,

которые могут быть составлены, $3n$, где n – число подвижных звеньев. Известно, что система решается, если количество неизвестных равно числу уравнений:

$$3n = 2p_5 + p_4$$

но это уравнение Чебышева для группы Ассура:

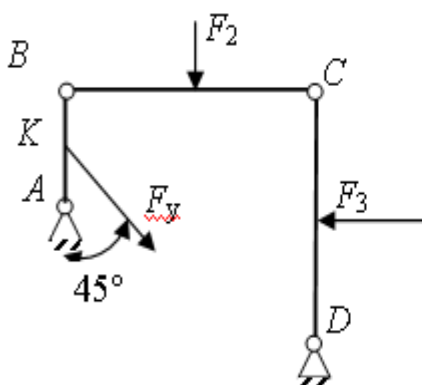
$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 0$$

Следовательно, группы Ассура являются статически определимыми системами и полную систему уравнений статики или кинестатики для механизма можно разбить на ряд подсистем, которые решаются последовательно.

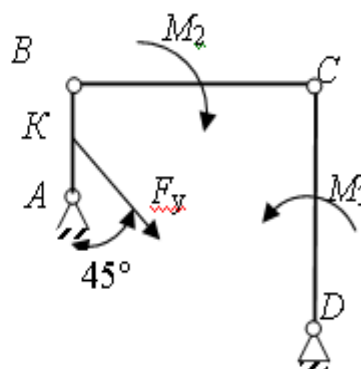
Задачи 109 – 114 (Силами трения и инерции пренебречь.)

109. Определить реакции во всех кинематических парах и величину уравновешивающей силы. $L_{AB}=100\text{ мм}$, $F_2=F_3=200\text{ Н}$, $L_{BC}=L_{CD}=200\text{ мм}$, $AK=50\text{ мм}$.

110. Определить реакции во всех кинематических парах и величину уравновешивающей силы. $L_{AB}=100\text{ мм}$, $M_2=M_3=200\text{ Н}\cdot\text{м}$, $L_{BC}=L_{CD}=200\text{ мм}$, $AK=50\text{ мм}$.



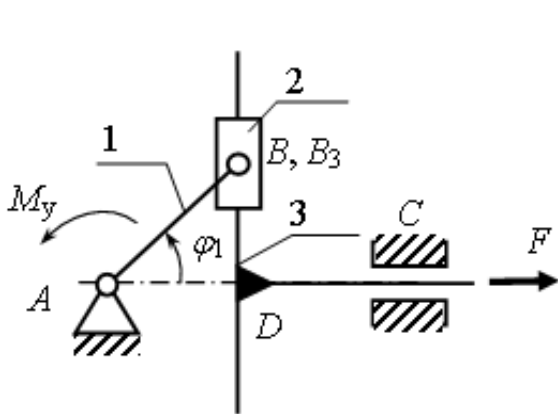
К задаче 109.



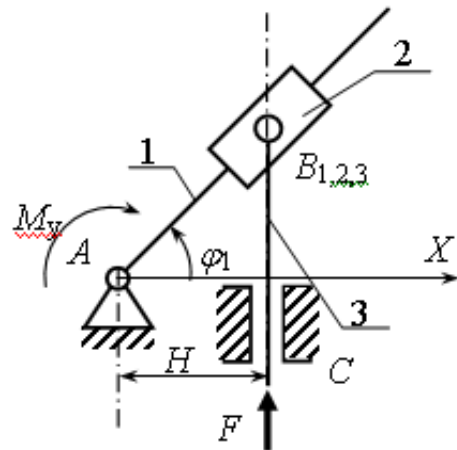
К задаче 110.

111. Найти величину уравновешивающего момента, приложенного к звену 3 синусного механизма. Известно: $F=500 \text{ Н}$, $\varphi_1=45^\circ$, $l_{AB}=250 \text{ мм}$.

112. В тангенсном механизме найти величину уравновешивающего момента. Известно: $F=5 \text{ кН}$, $\varphi_1=30^\circ$, $H=250 \text{ мм}$.



К задаче 111.

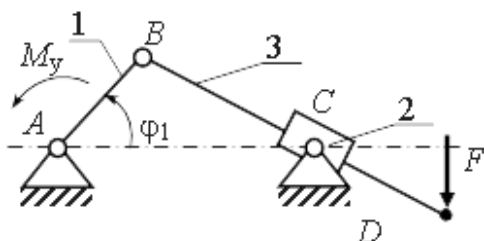


К задаче 112.

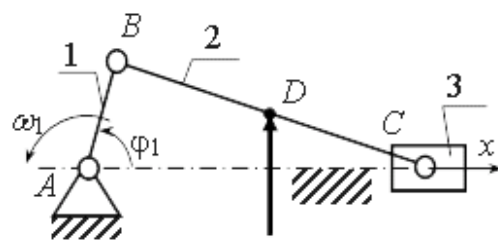
113. Найти наибольшую величину уравновешивающего момента M_y . Полезная нагрузка постоянна по величине и направлению в течение всего цикла работы (сила $F=1 \text{ кН}$) и приложена в точке D кривошипного механизма с качающимся ползуном. Известно: $l_{AB}=30 \text{ мм}$, $l_{AC}=60 \text{ мм}$, $l_{BD}=120 \text{ мм}$.

114*. Найти уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1, и мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если: $l_{AB}=100 \text{ мм}$, $l_{BC}=500 \text{ мм}$, $\varphi_1=120^\circ$, $\omega_1=1 \text{ с}^{-1}$,

$F=10 \text{ кН}$, $l_{BD}=0,5l_{BC}$. В данной задаче силами тяжести кривошипа и ползуна, силами инерции всех звеньев можно пренебречь. Масса шатуна 50 кг . Центр масс шатуна принять в точке D .



К задаче 113.



К задаче 114.

Пример силового расчета группы 2-го класса третьего вида

Механизмы с подобной структурой применяются, например, в строгальных, долбежных станках.

Пусть это последняя группа шестизвенного механизма строгального станка, на звенья которой действуют сила резания F_5 , сила инерции F_{i5} и сила тяжести F_{G5} ползуна 5 – группа 4–5 [В_{3,4} – П_{4,5} – В_{5,0}] (рис. 3.18, а).

Группа Ассура 4–5 [В_{3,4}–П_{4,5}–П_{5,0}]

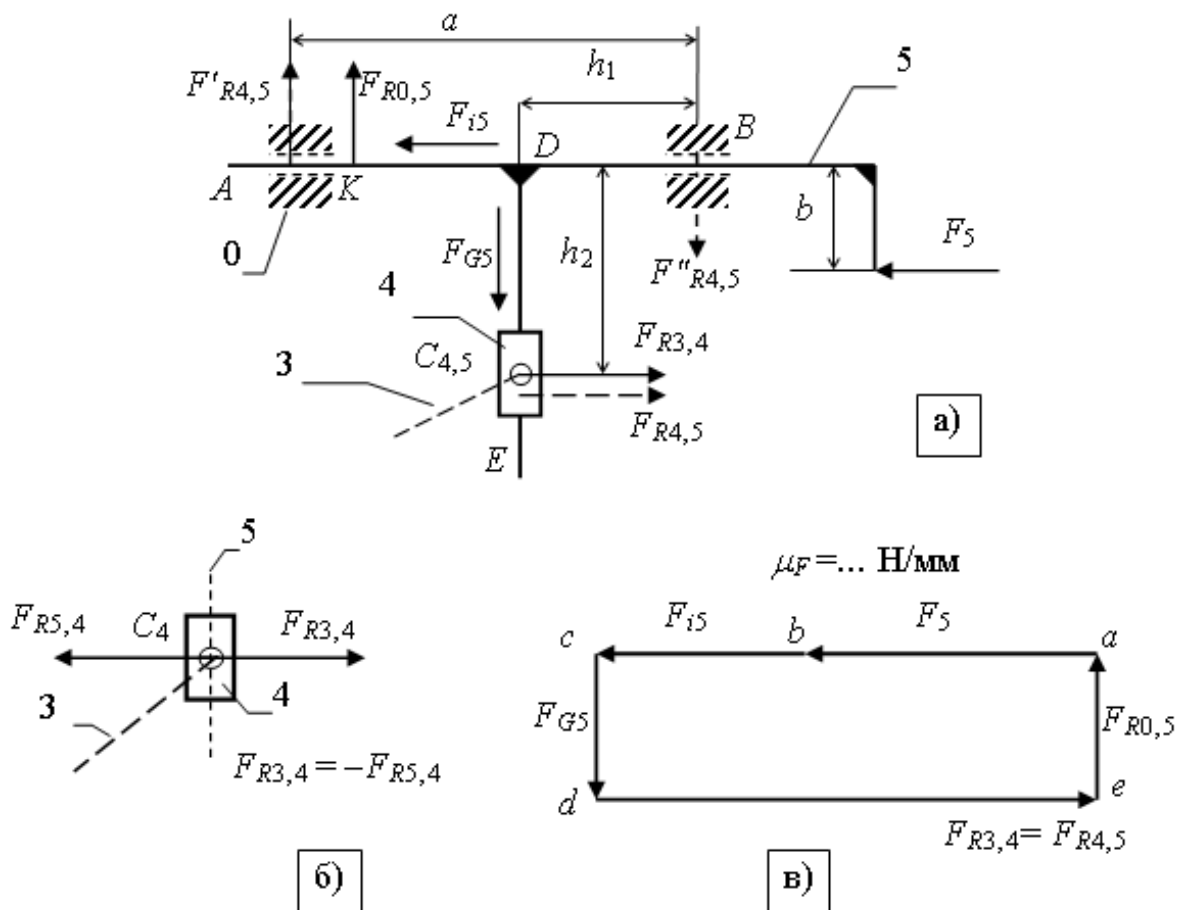


Рис. 3.18. Механизм строгального станка: а – схема; б – фрагмент нагружения звена 4; в – план сил группы 4–5

Как уже было показано в первом примере, реакция $F_{R3,4}$ будет приложена в точке c шарнира и перпендикулярна направляющей камня ED , а реакция $F_{0,5}$ перпендикулярна AB и приложена в некоторой точке K .

Уравнение равновесия группы 4–5

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_{R3,4} + \vec{F}_5 + \vec{F}_{i5} + \vec{F}_{G5} + \vec{F}_{R0,5} = 0 \quad (1)$$

Строим план сил (рис. 3.18, в). начало плана – точка a , из которой откладываем вектор F_5 , затем F_{i5} , F_{G5} , из точки d проводим направление вектора $F_{R3,4}$, а из начала плана – направление вектора $F_{R0,5}$. В точке e многоугольник сил замкнулся, следовательно, реакция $F_{R3,4}$ на плане представлена отрезком de , а реакция $F_{R0,5}$ – отрезком ea .

Из условия равновесия камня 4 (рис. 3.18, б)

$$F_{R5,4} = -F_{R3,4} \quad (2)$$

$$F_{R4,5} = -F_{R5,4} = F_{R3,4} \quad (3)$$

Точку приложения реакции $F_{R0,5}$ можно найти из уравнения моментов сил звена 5 (например, относительно точки D).

Но для расчета направляющих и опорных поверхностей ползуна целесообразнее определить реакции в концевых точках A и B направляющих $F_{R0,5}^r$ и $F_{R0,5}^n$

$$\vec{F}_{R0,5} = \vec{F}_{R0,5}^r + \vec{F}_{R0,5}^n$$

Рассмотрим звено 5:

$$M_B = -F_{R0,5}^r \cdot a + F_{G5} \cdot h_1 + F_{R4,5} \cdot h_2 - F_5 \cdot b = 0$$

отсюда найдем $F_{R0,5}^r$

$$M_A = -F_{R0,5}^n \cdot a + F_{G5} \cdot (a - h) + F_{R4,5} \cdot h_2 - F_5 \cdot b = 0$$

отсюда найдем $F_{R0,5}^n$

Задачи 115–122

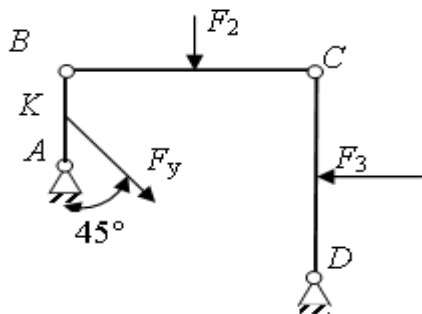
Силовой анализ выполняется методом планов. Силами трения, тяжести и инерции пренебречь. В задачах 115–120 ответы сравнить с задачами 110–114.

115. Определить реакции во всех кинематических парах и величину уравновешивающей силы. $L_{AB}=100\text{ мм}$, $F_2=F_3=200\text{ Н}$, $L_{BC}=L_{CD}=200\text{ мм}$, $AK=50\text{ мм}$.

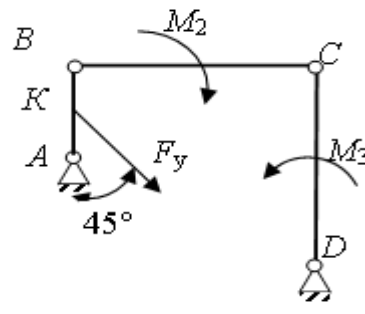
116. Определить реакции во всех кинематических парах и величину уравновешивающей силы. $L_{AB}=100\text{ мм}$, $M_2=M_3=200\text{ Н}\cdot\text{м}$, $L_{BC}=L_{CD}=200\text{ мм}$, $AK=50\text{ мм}$.

117. Найти величину уравновешивающего момента, приложенного к звену 1 синусного механизма. Известно: $F=500\text{ Н}$, $\varphi_1=45^\circ$, $l_{AB}=250\text{ мм}$.

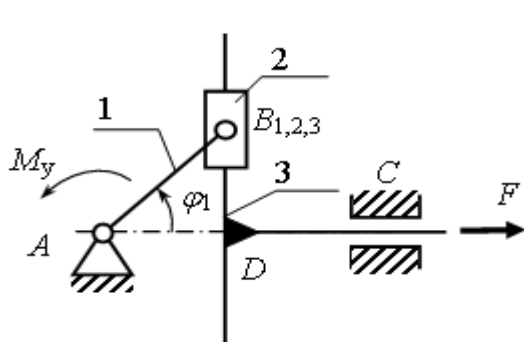
118. В тангенсном механизме найти величину уравновешивающего момента. Известно: $F=5\text{ кН}$, $\varphi_1=30^\circ$, $H=250\text{ мм}$.



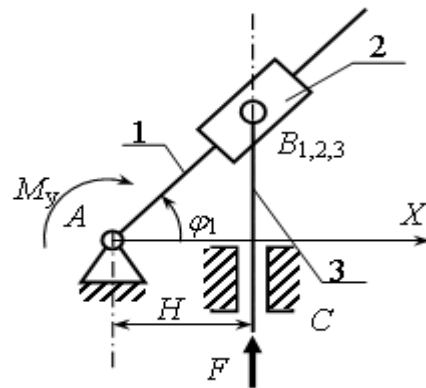
К задаче 115.



К задаче 116.



К задаче 117.

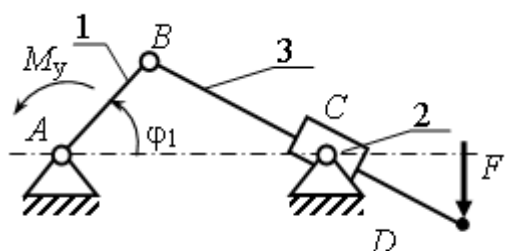


К задаче 118.

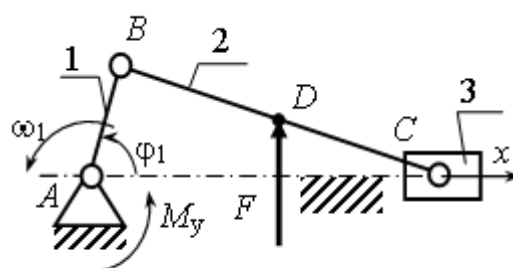
119. Найти наибольшую величину уравновешивающего момента M_y . Полезная нагрузка постоянна по величине и направлению в течение всего цикла работы (сила $F=1$ кН) и приложена в точке D кривошипного механизма с качающимся ползуном. Известно: $l_{AB}=30$ мм, $l_{AC}=60$ мм, $l_{BD}=120$ мм.

120*. Найти уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1, и мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если: $l_{AB}=100$ мм, $l_{BC}=500$ мм, $J_1=120^\circ$, $\omega_1=1$ с⁻¹,

$F=10$ кН, $l_{BD}=0,5l_{BC}$. В данной задаче силами тяжести кривошипа и ползуна, силами инерции всех звеньев можно пренебречь. Масса шатуна 50 кг. Центр масс шатуна принять в точке D .



К задаче 119.



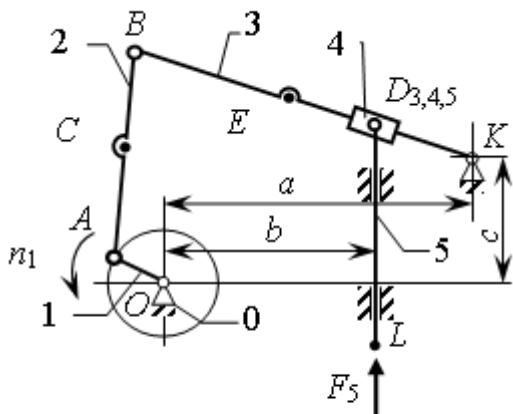
К задаче 120.

121. Найти уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1, и мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если:

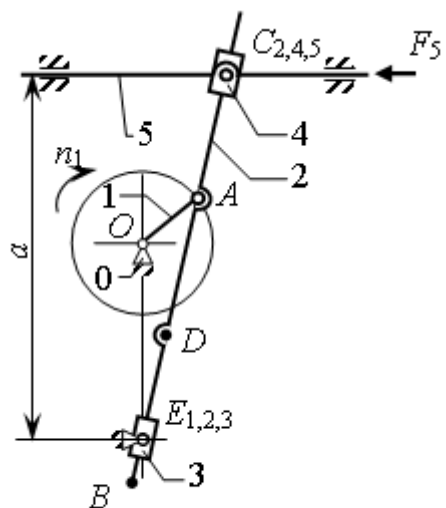
Вариант	a	b	c	l_{OA}	l_{AB}	L_{KB}	l_{AC}	L_{BT}	n_1	F_5
	мм								об/мин	Н
1	720	480	250	160	460	800	$1/3l_{AB}$	$1/3l_{KB}$	150	500
2	630	450	220	140	400	700			120	1000
3	540	380	1900	120	340	600			200	1400

122. Найти уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1, и мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если:

Вариант	a	l_{OE}	l_{OA}	L_{AD}	L_{AB}	n_1	F_5
	мм					об/мин	H
1	320	200	60	70	300	200	1000
2	330	220	60	100	320	150	1200
3	340	220	70	100	330	250	1400



К задаче 121.



К задаче 122.

Задачи 123-126

Силовой анализ выполняется методом планов. Силами трения и массой камня кулисы пренебречь, силы тяжести и инерции учитываются. Расчетные массы звеньев округлить. При решении можно использовать решения задач 87–89 соответственно.

123. Найти реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1, а также мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если: $m_1 \approx 15 \text{ кг/м}$, $m_2 \approx 10 \text{ кг/м}$, $m_3 \approx 20 \text{ кг/м}$, $m_5 \approx 50W$, где W – полный ход звена, моменты инерции звеньев относительно центра масс определить как $J_S = 0,1ml^2$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, m и l соответствующие масса и длина звена. Центр масс звена 3 – в точке K , звено 2 – линейное однородное.

Вариант	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	l_{OA}	l_{AB}	l_{AC}	l_{BK}	n_1	F_5
	мм							об/мин	Н
1	400	600	400	150	600	300	620	150	500
2	500	550	500	175	600	200	750	120	1000
3	400	900	500	250	1000	400	780	200	1400

124. Найти реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1 , а также мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если: $m_1 \approx 15$ кг/м, $m_3 \approx 20$ кг/м, $m_4 \approx 10$ кг/м, $m_5 \approx 40W$, где W – полный ход звена, моменты инерции звеньев относительно центра масс определить как $J_S = 0,1ml^2$, кг·м², m и l соответствующие масса и длина звена. Центр масс звена 4 – в точке E , звено 3 – линейное однородное.

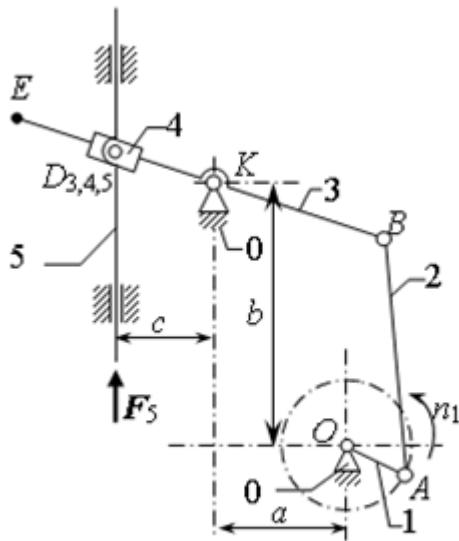
Вариант	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	l_{OA}	l_{KB}	l_{BD}	l_{BE}	n_1	F_5
	мм							об/мин	Н
1	80	310	550	110	480	250	150	200	1000
2	45	400	640	100	500	350	160	150	1200
3	35	300	580	100	480	270	130	250	1400

125. Найти реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1 , а также мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если: $m_1 \approx 15$ кг/м, $m_2 \approx 10$ кг/м, $m_5 \approx 20$ кг/м, массами m_3 и m_4 пренебречь, моменты инерции звеньев относительно центра масс определить как $J_S = 0,1ml^2$, кг·м², m и l соответствующие масса и длина звена. Центр масс звена 2 – в точке E , звено 5 – линейное однородное.

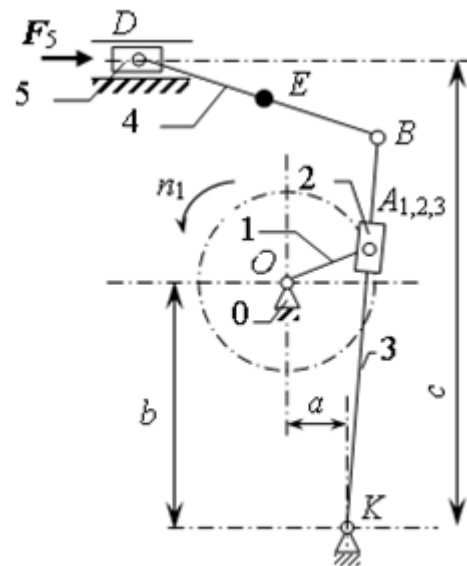
Вариант	<i>a</i>	<i>b</i>	l_{OA}	l_{AB}	l_{AC}	l_{FD}	l_{AE}	n_1	M_5
	мм							об/мин	Н·м
1	40	180	40	240	120	280	90	300	40
2	80	200	50	240	110	320	90	280	50
3	100	220	80	300	180	320	100	250	60

126. Найти реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент M_y , приложенный к звену 1, а также мощность P_1 , требуемую для приведения механизма в движение, если: $m_1 \approx 15$ кг/м, $m_2 \approx 10$ кг/м, $m_3 \approx 20$ кг/м, $m_5 \approx 20$ кг/м, моменты инерции звеньев относительно центра масс определить как $J_S = 0,1 ml^2$, кг·м², m и l соответствующие масса и длина звена. Центр масс звена 2 – в точке K , звенья 4 и 5 – линейные однородные.

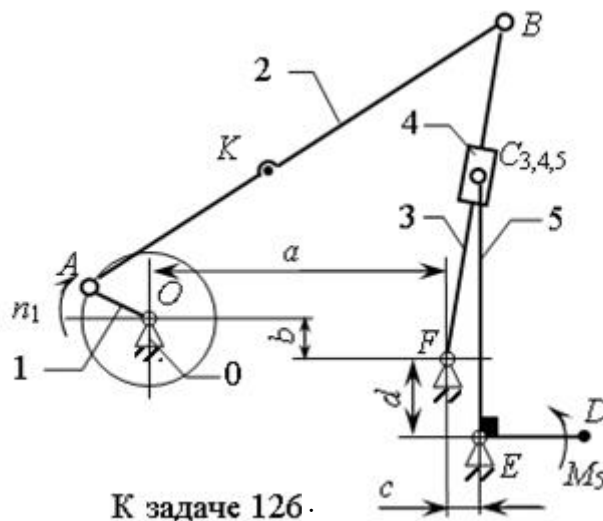
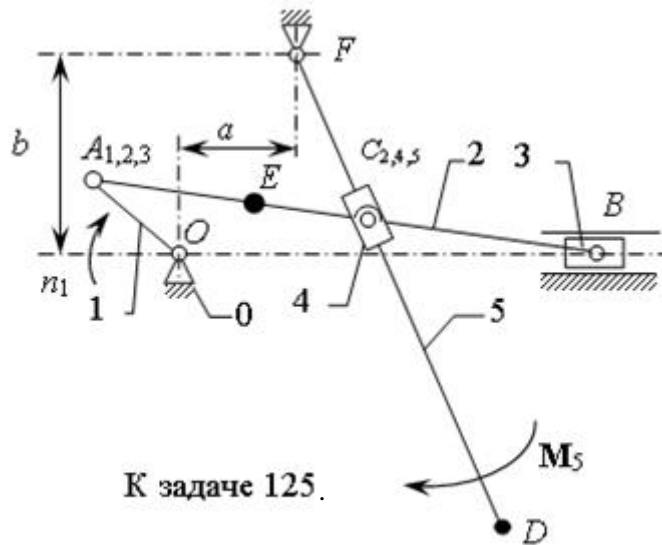
Вариант	a	b	c	d	l_{OA}	l_{AB}	l_{FB}	l_{EC}	n_1	M_5
	мм									об/мин
1	570	75	150	110	160	750	530	420	100	1500
2	460	60	120	85	130	630	430	350	120	1300
3	360	50	95	70	100	470	340	280	140	900



К задаче 123.



К задаче 124.



Задачи 127–134

127. Определить приведенный к валу A звена I момент M_{Π} от силы $F_3=1000 \text{ Н}$, приложенной к ползуну 3 , и приведенный к этому же валу момент инерции I_{Π} от массы ползуна 3 . $m_3=4 \text{ кг}$,

$L_{AB}=100 \text{ мм}$, $L_{BC}=400 \text{ мм}$, в двух положениях: $\varphi_1=90^\circ$ и $\varphi_1=0^\circ$.

128. Определить приведенный к валу A звена I момент M_{Π} от момента $M_3=10 \text{ Нм}$, приложенного к коромыслу 3 , и приведенный к этому же валу момент инерции I_{Π} от массы качающегося ползуна 3 , если его момент инерции относительно оси C равен $I_C=0,04 \text{ кгм}^2$,

$L_{AB}=100 \text{ мм}$, $L_{AC}=300 \text{ мм}$ в двух положениях: $\varphi_1=90^\circ$ и $\varphi_1=180^\circ$.

129. Определить приведенный к валу A звена I момент M_{Π} от момента $M_3=40 \text{ Нм}$, приложенного к коромыслу 3 , и приведенный

к этому же валу момент инерции I_{Π} от массы коромысла, если момент инерции коромысла относительно оси D равен $I_D=0,0016 \text{ кгм}^2$,

$$L_{AB}=100 \text{ мм}, L_{BC}=L_{CD}=400 \text{ мм}, \text{ углы } \varphi_1=\varphi_{12}=\varphi_3=90^\circ.$$

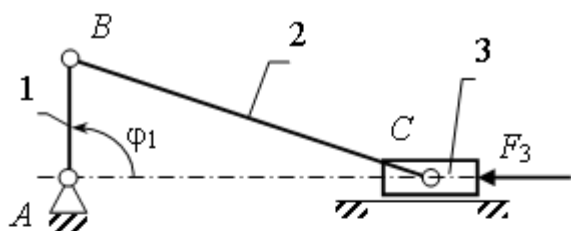
130. Определить приведенный к валу A звена I момент M_{Π} от момента $M_3=10 \text{ Нм}$, приложенного к кулисе 3 , и приведенный к этому же валу момент инерции I_{Π} от массы кулисы, если момент инерции кулисы относительно оси C равен $I_D=0,0016 \text{ кгм}^2$,

$$L_{AB}=100 \text{ мм}, L_{BC}=L_{CD}=400 \text{ мм}, \text{ углы } \varphi_1=90^\circ, \varphi_3=30^\circ.$$

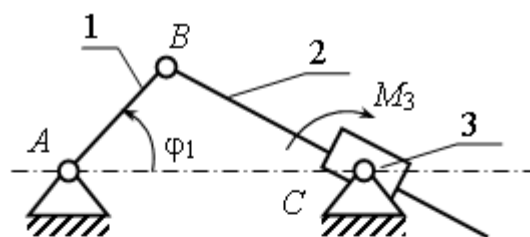
131. Определить и построить графики в зависимости от угла φ_1 приведенного к валу A звена I момента M_{Π} от силы $F_3=20 \text{ Н}$, приложенной к звену 3 , и приведенного к этому же валу момента инерции I_{Π} от массы звена 3 . $m_3=0,4 \text{ кг}$, $L_{AB}=50 \text{ мм}$.

132. Для механизма муфты Ольдгейма определить и построить графики в зависимости от угла φ_1 приведенного к валу A звена I момента M_{Π} от момента $M_3=5 \text{ Нм}$, приложенного к звену 3 , и приведенного к этому же валу момента инерции I_{Π} от массы звена 3 , если момент инерции кулисы относительно оси C равен

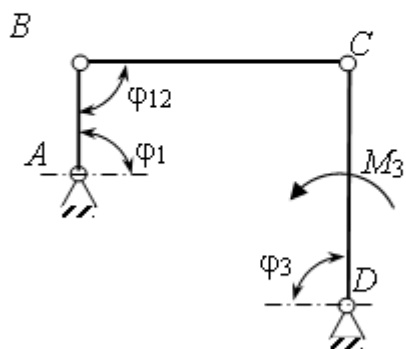
$$I_C=0,001 \text{ кгм}^2, L_{AC}=100 \text{ мм}.$$



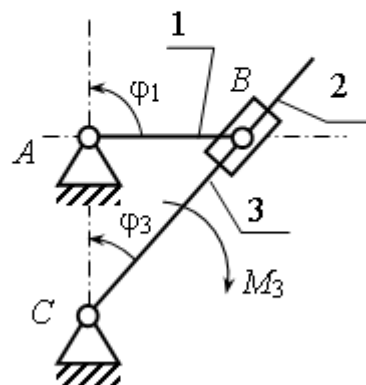
К задаче 127.



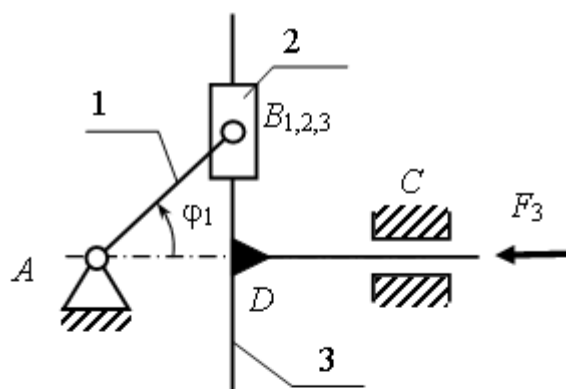
К задаче 128.



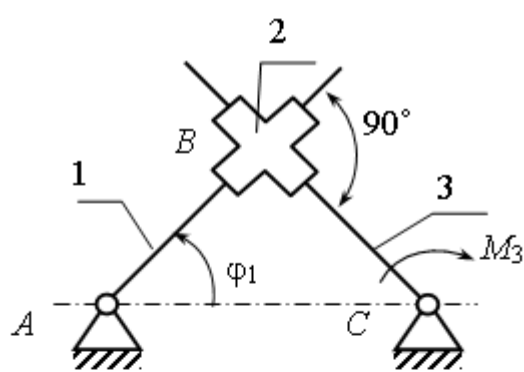
К задаче 129.



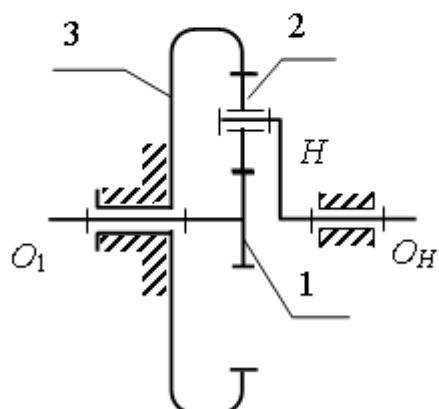
К задаче 130.



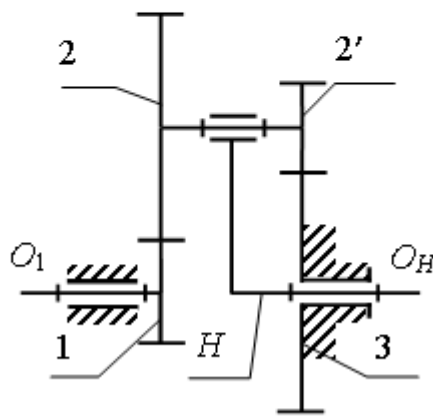
К задаче 131.



К задаче 132.



К задаче 133.



К задаче 134.

133. Для одноступенчатого планетарного редуктора определить приведенный к валу O_1 колеса I момент M_{Π} от момента $M_H = 5 \text{ Нм}$, приложенного к водилу H , и приведенный к этому же валу момент инерции I_{Π} от массы водила, если момент инерции системы водило-сателлиты относительно оси O_H равен $I_H = 0,04 \text{ кгм}^2$, числа зубьев $z_1 = z_2 = 20, z_3 = 60$.

134. Для планетарного редуктора определить приведенный к валу O_1 колеса I момент инерции I_{Π} от масс всех звеньев, если центры масс всех звеньев лежат на их осях вращения,

$I_1 = 0,001 \text{ кгм}^2, I_2 = 0,004 \text{ кгм}^2, I_2' = 0,001 \text{ кгм}^2, I_H = 0,018 \text{ кгм}^2$, массы сателлитов $m_2 = 0,4 \text{ кг}, m_2' = 0,05 \text{ кг}$, модуль зацепления $m = 10 \text{ мм}$, числа зубьев $z_1 = z_2' = 20, z_2 = z_3 = 40$.

РАЗДЕЛ: ДЕТАЛИ МАШИН

Машиностроению принадлежит ведущая роль среди других отраслей народного хозяйства, так как основные производственные процессы выполняют машины. Поэтому и технический уровень всех отраслей народного хозяйства в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения. На основе развития машиностроения осуществляются комплексная механизация и автоматизация производственных процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве, на транспорте.

Повышение эксплуатационных и качественных показателей, сокращение времени разработки и внедрения новых машин, повышение их надежности и долговечности основные задачи конструкторов-машиностроителей. Большие возможности для совершенствования труда конструкторов дает широкое применение ЭВМ, позволяющее освободить конструкторов от нетворческих операций, оптимизировать конструкции, автоматизировать значительную часть процесса проектирования.

Проектирование привода ленточного конвейера

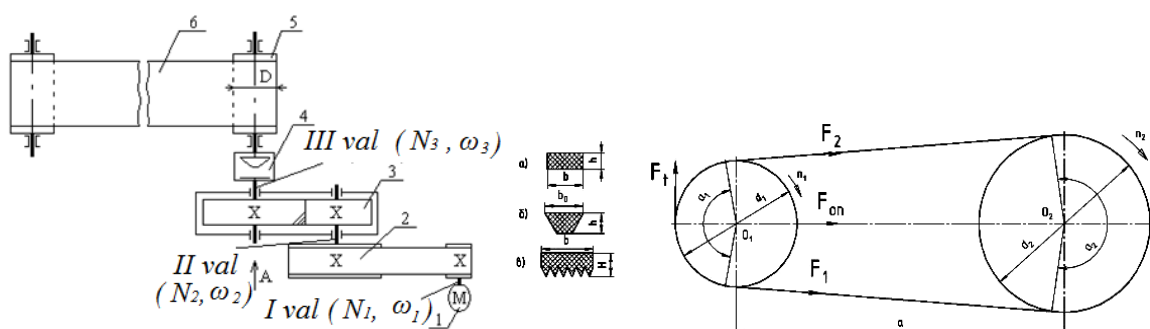


Рис. 1. Привод ленточного конвейера с цилиндрическим редуктором и ременной передачей.

1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – одноступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор; 4 – муфта; 5 – барабан конвейера; 6 – лента конвейерная.

Исходные данные для расчета:

$N_3 = 5 \text{ кВт}$ – мощность на ведомом (III-вал) вале;

$\omega_3 = 8,3 \text{ рад/с}$ – угловой скорость ведомого вала.

Расчет и проектирование

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Выпускаемые промышленностью электродвигатели характеризуется с определенной мощностью ($N_{\text{дв}}$) и частотой вращения вала ($n_{\text{дв}}$).

Для выбора электродвигателя определяем $N_{\text{дв}}$ и $n_{\text{дв}}$ на основании заданных данных N_3 и ω_3 . Выбранный электродвигатель должен удовлетворит требованию технологического процесса.

Начнем расчет с определения мощности выбираемого электродвигателя

1.1. Требуемы мощность электродвигателя

$$N_1 = N_{\text{дв}} = \frac{N_3}{\eta_o} = \frac{5}{0,91} = 5,49 \text{ кВт}$$

Здесь общий к.п.д. привода

$$\eta_o = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

Для рассматриваемой кинематической схемы привода

$$\eta_o = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{под}}^2 \cdot \eta_m = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,91$$

где:

– $\eta_{\text{рем}}$ – к.п.д. клиноременной передачи = 0,95;

- $\eta_{ред}$ – к.п.д. цилиндрической зубчатой передачи =0,97;
- $\eta_{под}$ – к.п.д. одной пары подшипника качения =0,99;
- η_m – к.п.д. муфты=0,98.

Передача	Закрытая	Открытая
Зубчатые : цилиндрический	0,96....0,97	0,93....0,95
конический	0,95....0,97	0,92....0,94
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка: $Z_1=1$	0,70....0,75	0,50
$Z_1=2$	0,75....0,80	0,60
$Z_1=4$	0,80....0,90	-
Цепная закрытая	0,95....0,97	0,90....0,93
Фрикционная	0,90....0,95	0,70....0,88
Ременная: плоским ремнем	--	0,96....0,98
клиновыми ремнями	--	0,95....0,97
Подшипники качения (пары подшипников)	0,99....0,995	-
Подшипники скольжения (пары подшипников)	0,98....0,99	-
Муфты	0,98	

Теперь определяем общую передаточную отношение по заданной кинематической схеме привода.

1.2. Определение общую передаточную отношение привода.

Передаточную отношению обозначим буквой i . Общее передаточное отношение определяется по

$$i_o = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n.$$

Для нашего случая $i_o = i_{рем} \cdot i_{ред}$

Здесь $i_{рем}$ – передаточное отношение ременной передачи;

$i_{ред}$ – передаточное отношение цилиндрической зубчатой передачи.

Рекомендуется выбрать передаточную отношению ременной передачи $i_{рем}$ из таблицы меньшую величину, так как из его значения зависеть габариты привода. Значение передаточной отношению

ременной передачи в таблицах $i_{рем} = (2...5)$. Принимаем $i_{рем} = 2$.
(Дополнительные варианты $i_{рем} = 2,24; 2,5; 2,8$; и т. д.)

Передаточное отношение цилиндрической зубчатой передачи по таблице $i_{ред} = (2,8...6,3)$. Здесь рекомендуется выбрать наибольшую значению передаточного отношения $i_{ред}$. Также для полного и достоверного расчета необходимо выбрать определенный промежуток. Принимаем $i_{ред} = (4...6,3)$.

Тогда

$$i_o = i_{рем} \cdot i_{ред} = 2 \cdot (4 \dots 6,3) = (8 \dots 12,6)$$

По вычисленным значениям передаточного отношения

i_o определяем частоту вращения вала электродвигателя.

Рекомендуемые значения передаточного числа и передаточного отношения для понижающих приводов:

Привод:	Рекомендуемые значения для редукторов i (u)	Наибольшие значения (для соединенных приводов)
закрытая зубчатая передача: (цилиндрическим колесам);	2,8...6,3	12,5
(коническим колесам);	2,0...3,15	6,3
Открытая зубчатая передача	2,8...7,1	20
Открытая червячная передача	10...60	120
Закрытая червячная передача	10...40	80
Цепная передача	3,15...6,3	8,0
Плоскоременная передача	2,0...5,0	6,3
Клиноременная передача	2,0...5,0	7,1
Фрикционная передача цилиндрическим колесам	2,0...4,0	8,0

Определение частоту вращения вала электродвигателя.

$$n_{ог} = n_1 = n_3 \cdot i_o = 79,3 \cdot (8 \dots 12,6) = (634 \dots 999,18) \text{ об / мин.}$$

Здесь

$$n_3 = \frac{\omega_3 \cdot 30}{\pi} = \frac{8,3 \cdot 30}{3,14} = 79,3 \text{ об/мин}$$

Вычисленным, выполняя условия $N_{\text{дв}} \geq N_1$ и $n_{\text{дв}} \Leftrightarrow n_1$, значениям $N_{\text{дв}} = 5,49 \text{ кВт}$ и $n_{\text{дв}} = (634 \dots 999,18) \text{ об/мин}$. из таблицы выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 750 об/мин. Выбираем электродвигатель марки 4А160М8УЗ, с параметрами $N_{\text{дв}}=7,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв}}=730 \text{ об/мин}$.

Определяется точное передаточное отношение привода по показателям выбранного электродвигателя. Общее передаточное отношение привода.

$$u_o = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3} = \frac{730}{79,3} = 9,2$$

(далее обозначим передаточную отношению буквой u).

Зная $i_{\text{рем}} = u_{\text{рем}} = 2$ и $u_o = 9,2$ определяем передаточное отношение цилиндрического зубчатого редуктора.

Из $u_o = u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{ред}}$ определяем $u_{\text{ред}} = \frac{u_o}{u_{\text{рем}}} = \frac{9,2}{2} = 4,6$

Из стандартного ряда (II ряд) выбираем близкую значению.

В ряде есть 4,5. Принимаем $u_{\text{ред}} = 4,5$.

Номинальные числа по ГОСТу 2185-66 для цилиндрических зубчатых передач

Номинальные числа по ГОСТу 2185-66 для цилиндрических зубчатых передач

I-ряд (i)	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5
II-ряд (i)	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	11,2	-

Номинальные числа по ГОСТу 2144-66 для червячных передач

I-ряд (i)	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	63	80	--
II-ряд (i)	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	71	--	--

На основе выбранного передаточного отношения для редуктора $u_{ред} = 4,5$ определяем общую передаточную отношение привода.

$$u_o = i_{рем} \cdot i_{ред} = u_{рем} \cdot u_{ред} = 2 \cdot 4,5 = 9$$

Определяем погрешность при расчете частоты вращений ведомого вала

(III-вал) относительно определенного значения

$$n_3 = 79,3 \text{ об / мин}$$

$$\Delta n = \left(n_3 - \frac{n_{дв}}{u_{рем} \cdot u_{ред}} \right) \frac{100\%}{n_3} = \left(79,3 - \frac{730}{2 \cdot 4,5} \right) \frac{100\%}{79,3} = -2,28\% < \pm 4\%$$

Ошибка при этом не должен превышать $< \pm 4\%$.

$$\Delta n = -2,28\% \leq \pm 4\%$$

Если не выполняется эта условия рекомендуется выбрать другой электродвигатель или изменить передаточную отношению привода

Технические данные асинхронных электродвигателей серии А по ГОСТу 19523-81:

Марка электро двигателя	Номинальная мощность (кВт)	Номинальная частота вращения (об/мин.)	Марка электро двигателя	Номинальная мощность (кВт)	Номинальная частота вращения (об/мин.)
Синхронная частота вращения $n_{дв} = 3000$ (об/мин.)			Синхронная частота вращения $n_{дв} = 1000$ (об/мин.)		
4A71AY3	0,75	2840	4A80A6Y3	0,75	915
4A71B2Y3	1,10	2810	4A80B6Y3	1,1	920
4A80A2Y3	1,50	2850	4A90Y3	1,5	935
4A80B2Y3	2,20	2850	4Φ1006Y3	2,20	950
4A902Y3	3,0	2840	4A112MA6Y3	3,0	955
4A1002Y3	4,0	2880	4A112MB6YK3	4,0	950
4A1002Y3	5,50	2880	4A1326Y3	5,50	965
4A112M2Y3	7,5	2900	4A132M6YK3	7,5	970
4A132M2Y3	11,0	2900	4A60 6Y3	11,0	975
4A60 2Y3	15,0	2940	4A160M6Y3	15,0	975

4A160M2Y3	18,5	2940	4A180M6Y3	18,5	975
4A180 2Y3	22,0	2960	4A200M6Y3	22,0	980
4A180M2Y3	30,0	2960	4A200 6Y3	30,0	980
Синхронная частота вращения $n_{\text{дв}} = 1500$ (об/мин.)			Синхронная частота вращения $n_{\text{дв}} = 750$ (об/мин.)		
4A71B4Y3	0,75	1390	4A90A8Y3	0,75	700
4A80A4Y3	1,10	1420	4A90B8Y3	1,10	700
4A80B4Y3	1,50	1415	4A1008Y3	1,50	700
4A904Y3	2,20	1425	4A112MA8Y3	2,20	700
4A1004Y3	3,0	1435	4A112MA8Y3	3,30	700
4A1004Y3	4,0	1430	4A1328Y3	4,0	720
4A112M4Y3	5,50	1455	4A132M8Y3	5,50	720
4A1324Y3	7,5	1455	4A1608Y3	7,5	730
4A132M4Y3	11,0	1460	4A160M8Y3	11,0	730
4A1604Y3	15,0	1465	4A180M8Y3	15,0	730
4A160M4Y3	18,5	1465	4A200M8Y3	18,5	730
4A1804Y3	22,0	1470	4A2008Y3	22,0	735
4A180M4Y3	30,0	1470	4A225M8Y3	30,0	735

Определяем кинематических параметров валов – частота вращений валов;

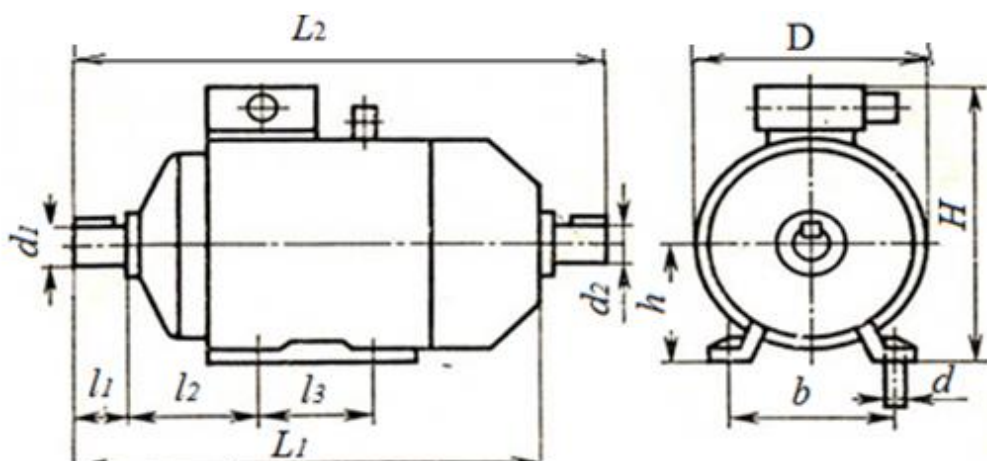
$$n_1 = n_{\text{дв}} = 730 \text{ об / мин } (\text{мин}^{-1})$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рем}}} = \frac{730}{2} = 365 \text{ об / мин } (\text{мин}^{-1})$$

$$n_3 = \frac{n_1}{u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{ред}}} = \frac{n_1}{u_o} = \frac{730}{9} = 81,1 \text{ об / мин } (\text{мин}^{-1})$$

-угловые скорости валов;

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,4 \text{ рад / с}$$



Типоразмер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм						
		L_1	L_2	H	D	d_1	d_2	l_1	l_2	l_3	b	d
4AA50	2, 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8
4AA56	2, 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8
4AA63	2;4;6;8.	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7
4A71		285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7
4A80A	2;4;6;8.	300	355	218	186	22	22	50	50	100	125	10
4A80B		320	375									
4A90L		350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10
4A100S	2;4;6;8.	365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	12
4A100L		395	457	280						140		
4A112M		452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	12
4A132S		480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12
4A132M		530	610									
4A160S	2	624	737	430	358	42	42	110	108	178	254	15
	4; 6, 8											
4A160M	2	667	780			42				210		
	4; 6, 8											
4A180S	2	662	778	470	410	48	48	110	121	203	279	
	4; 6; 8											
4A180M	2	702	818			48				241		
	4; 6; 8											

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{\text{рем}}} = \frac{76,4}{2} = 38,2 \text{ рад / с}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_{\text{рем}} \cdot u_{\text{ред}}} = \frac{\omega_1}{u_o} = \frac{76,4}{9} = 8,5 \text{ рад / с}$$

– крутящие моменты на валах ($H \cdot \text{мм}$);

Определяем величину крутящего момента на первом валу T_1

$$T_1 = \frac{T_3}{u_o}$$

$$T_3 = \frac{N_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{5 \cdot 10^3}{8,5} = 588 \text{ Н} \cdot \text{м} = 588 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}} = 65,33 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 0,95 = 124 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

При этом для дальнейшего расчета имеем;

– для клиноременной передачи

$$u_{\text{рем}} = 2.$$

$$n_1 = 730 \text{ об / мин} \quad \omega_1 = 76,4 \text{ рад / с}$$

$$n_2 = 365 \text{ об / мин} \quad \omega_2 = 38,2 \text{ рад / с}$$

$$T_1 = 65,33 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad T_2 = 124 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

– для цилиндрического зубчатого редуктора;

$$u_{\text{ред}} = 4,5.$$

$$n_2 = 365 \text{ об / мин} \quad \omega_2 = 38,2 \text{ рад / с}$$

$$n_3 = 81,1 \text{ об / мин} \quad \omega_3 = 8,5 \text{ рад / с}$$

$$T_2 = 124 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad T_3 = 588 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

2. Расчет цепной передачи

Вариант 1. (Если задана цепная передача в схеме привода)

При наличии цепной передачи в структуре кинематической схемы проектируемого привода, то расчет ведется с учетом места расположения ее в схеме. Для рассматриваемой схемы привода цепная передача расположена впереди (относительно зубчатого редуктора).

Для расчета цепной передачи имеем из предыдущих расчетов следующие значения:

Первичные данные для расчета цепной передачи;

$$u_{цеп} = 2.$$

$$n_1 = 730 \text{ об / мин}$$

$$\omega_1 = 76,4 \text{ рад / с}$$

$$n_2 = 365 \text{ об / мин}$$

$$\omega_2 = 38,2 \text{ рад / с}$$

$$T_1 = 65,33 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$T_2 = 124 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

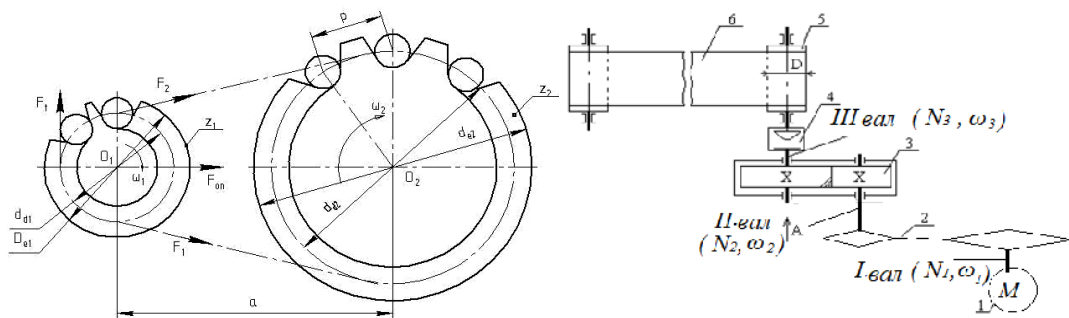


Рис.2. Схемы привода ленточного конвейера и цепной передачи.

1-электродвигатель; 2-цепная передача; 3-цилиндрическая зубчатая передача; 4-муфта; 5-барабан конвейера; 6-лента конвейера.

Количество зубьев ведущей звездочки

$$Z_1 = 31 - 2 \cdot u_{цеп} = 31 - 2 \cdot 2 = 27$$

Количество зубьев ведомой звездочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{цеп} = 27 \cdot 2 = 54$$

Фактическое передаточное отношение

$$u_{цеп}^* = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{54}{27} = 2$$

Отклонение $\frac{u_{цеп} - u_{цеп}^*}{u_{цеп}} \cdot 100\% = \frac{2 - 2}{2} \cdot 100\% = 0$

Расчет начнем с подбора цепи. Выбираем приводную роликую однорядную цепь (ГОСТ 13568-75) и определяем его шаг t

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{\vartheta}}{Z_1 [p] m}}$$

Здесь:

$$T_1 = 65,33 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$K_{\vartheta} = k_d \cdot k_a \cdot k_H \cdot k_p \cdot k_{cm} \cdot k_n$ - коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации цепной передачи;

где: k_d -динамический коэффициент, при спокойной нагрузке (передача к ленточному конвейеру $k_d = 1$), при ударной нагрузке в зависимости от интенсивности удара принимается $k_d = 1,25 \dots 2,5$.

Принимаем $k_d = 1$ (привод ленточного конвейера)

k_a - учитывает влияние межосевого расстояния: при $a = (30 \dots 50)t$ принимают $k_a = 1$; при увеличении a снижают k_a на 0,1 на каждые $20t$ сверх $a = 50t$; при $a \leq 25t$ принимают $k_a = 1,25$. Принимаем для $a = (30 \dots 50)t$ $k_a = 1$.

k_H - учитывает угол наклона цепи: при наклоне до 60° $k_H = 1$; при наклоне свыше 60° $k_H = 1,25$, но при автоматическом регулировании натяжения цепи принимают $k_H = 1$ при любом наклоне.

k_p – принимают в зависимости от способа регулирования натяжения цепи: при автоматическом регулировании $k_p = 1$, при периодическом $k_p = 1,25$

$k_{см}$ – принимают в зависимости от способа смазывания цепи: при картерной смазке $k_{см} = 0,8$; при непрерывной смазке $k_{см} = 1$; при периодической $k_{см} = 1,3...1,5$;

k_n – учитывает периодичность работы передачи: $k_n = 1$ при работе в одну смену; при двухсменной $k_n = 1,25$; при трехсменной $k_n = 1,5$. Принимаем $k_n = 1$.

Значит

$$K_{\varnothing} = k_d \cdot k_a \cdot k_H \cdot k_p \cdot k_{см} \cdot k_n = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,875$$

Для определения шага цепи p надо знать допустимое давление $[p]$ в шарнирах цепи. В таблице допустимое давление $[p]$ задано в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки и шага t . Поэтому для расчета величиной $[p]$ следует задаваться ориентировочно, ведущая звездочка имеет частоту вращения $n_{об} = n_1 = 730 \text{ об / мин}$. Среднее значение допустимого давления при $n_1 = 730 \text{ об / мин}$ $[p] = 16 \text{ МПа}$. Шаг однорядной цепи ($m=1$)

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_e}{Z_1 [p] m}} = 2,8 \sqrt[3]{\frac{66,33 \cdot 10^3 \cdot 1,875}{27 \cdot 16 \cdot 1}} = 18,48 \text{ мм}$$

Допускаемое давление в шарнирах цепи $[p]$ МПа при $z_1=17$

таблица

t	B_{BH}	d	d_1	h	b	Q (кН)	Q (кг/м)	A_{on} (мм ²)
мм	мм	мм	мм	мм	мм			
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	39,6
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	54,8
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	394
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	646

Подбираем по таблице цепь ПР-19,05-31,8 имеющую $t=19,05$ мм; разрушающую нагрузку $Q=31,8$ кН; массу $q=1,9$ кг/м; $A_{on}=105,8$ мм².

Скорость цепи

$$v = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{27 \cdot 19,05 \cdot 730}{60 \cdot 10^3} = 6,25 \text{ м / с}$$

Окружная сила

$$F_{щ} = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{v} = \frac{5 \cdot 76,4}{6,25} = 798,59 \text{ Н}$$

Проверяем давление в шарнире

$$p = \frac{F_{щ} \cdot k_{\text{Э}}}{A_{on}} = \frac{798,59 \cdot 1,875}{105,8} = 14,15 \text{ МПа}$$

Уточняем по таблицу допустимое давление $[p]$ при $Z_1 \neq 17$. Для этого значению допустимого давления, взятого из таблицы, умножаем на $k_2=1+0,01(Z_1-17)$

$$[p]=16 \cdot [1+0,01(27-17)]=16 \cdot 1,1=17,6 \text{ МПа}$$

Условие $p \leq [p]$ выполнено.

Допускаемое давление в шарнирах цепи [p], МПа при Z=17

Таблица

n_1 об/мин	Шаг цепи (мм)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	16	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	-	-
1000	17	16	14	13	13	-	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-	-

Определяем число звеньев

$$L_t = 2a_t + 0,57_{z_\Sigma} \frac{\Delta^2}{a_t}$$

Здесь $a_t = \frac{a_n}{t} = \frac{(30 \dots 50)t}{t} = 30 \dots 50 \text{ мм}$. Принимаем $a_t = 50 \text{ мм}$.

$$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = 27 + 54 = 81$$

$$\Delta = \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} = \frac{54 - 27}{2 \cdot 3,14} = 4,3$$

тогда

$$L_t = 2 \cdot 50 + 0,5 \cdot 81 + \frac{4,3^2}{50} = 140,87$$

Округляем до четного числа $L_t = 140$

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи.

$$a_u = 0,25t[L_t - 0,5Z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5Z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}] =$$

$$= 0,25 \cdot 19,05[140 - 0,5 \cdot 81 + \sqrt{(140 - 0,5 \cdot (81))^2 - 8 \cdot 4,3^2}] = 657,7 \text{ мм}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность ущемления межосевого расстояния на 0,4%, т.е. $657,7 \cdot 0,004 = 2,63 \approx 3 \text{ мм}$

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек

$$d_{\partial 1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{27}} = 164,22 \text{ мм};$$

$$d_{\partial 2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{54}} = 328,44 \text{ мм};$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек:
Ведущей

$$D_{e1} = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{Z_1} + 0,7 \right) - 0,31d_1 = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{Z_1} + 0,7 \right) - 3,697 \text{ мм}$$

где $d_1 = 11,91 \text{ мм}$ – диаметр ролика цепи (таблица 7.15);

$$D_{e1} = 19,05 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{27} + 0,7 \right) - 3,697 = 172,52 \text{ мм}$$

Ведомой

$$D_{e2} = 19,05 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{54} + 0,7 \right) - 3,697 = 336,95 \text{ мм}$$

Определяем силы, действующие на цепь: окружная $F_{тл} = 798,59 \text{ Н}$.
Центробежная $F_v = qv^2 = 1,9 \cdot 6,25^2 = 74,22 \text{ Н}$

здесь $q = 1,9 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$ (таблица 7,15).

от провисания

$$F_f = 9,81 K_f q a_{u1} = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 1,9 \cdot 0,6577 = 18,39 \text{ Н}$$

где $K_f = 1,5$ при угле наклона передачи 45°

Расчетная нагрузка на вал

$$F_s = F_{uc} + 2F_f = 798,59 + 2 \cdot 18,39 = 835,37 \text{ Н} .$$

Проверяем коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_{tu} \cdot K_d + F_v + F_f} = \frac{31,8 \cdot 10^3}{798,59 \cdot 1 + 74,22 + 18,39} = 35,68$$

Это больше, чем нормативный коэффициент

Нормативные коэффициенты запаса прочности [s] приводных роликовых цепей нормальной серии ПР и 2ПР

таблица 7.19

n_1 об/мин	Шаг цепи, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	-
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	-	-
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	-	-	-
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	-	-	-	-

По таблица 7.19 для цепи серии ПР19,05 $[S]=10,7$ при $n_1=750$ об/мин. Условия $S>[S]$ выполнено.

Размеры ведущей звездочки:

ступица

звездочки

$$d_{cm} = 1,6d_{\partial\partial} = 1,6 \cdot (42 \text{ и } 48) = 67,2 \text{ и } 76,8 \text{ мм}$$

принимаем средним $d_{cm} = 72 \text{ мм}$.

Длина ступицы

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,6)d_{\partial\partial} = (1,2 \dots 1,6)(42 \dots 48) =$$
$$= \left| \begin{array}{l} 50,4 \dots 67,2 \\ 57,6 \dots 76,8 \end{array} \right| = (54 \dots 72) \text{ мм.} \quad \text{Принимаем средним}$$

$$l_{cm} = 65 \text{ мм}$$

Размеры ведомой звездочки:

$$\text{диаметр ступицы } d_{2\text{CT}} = 1,6 \cdot d_{\text{B1}} = 1,6 \cdot 50 = 80 \text{ мм}$$

принимаем средним $d_{2\text{CT}} = 50 \text{ мм}$.

$$\text{Длина ступицы } l_{2\text{CT}} = (1,2 \dots 1,6)d_{\partial\partial} = (1,2 \dots 1,6)50 = (60 \dots 80) \text{ мм.}$$

принимаем средним $l_{2\text{CT}} = 70 \text{ мм}$.

3. Расчет ременной передачи

Вариант 2 (если задана в приводе ременная передача)

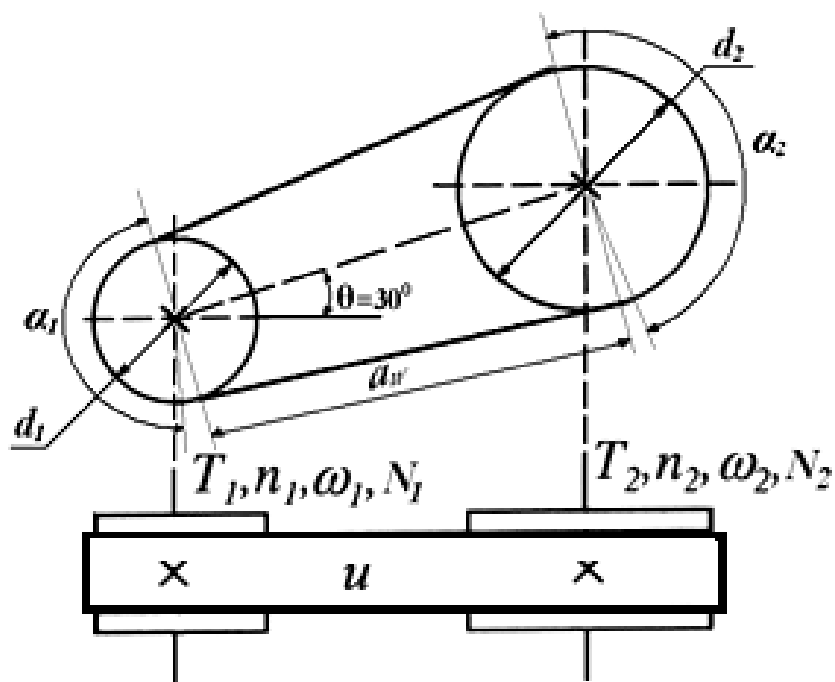


Схема плоскоременной передачи.

1 Алгоритм для расчета плоскоременной передачи.

Исходные данные (из кинематического расчета привода)

- N – передаваемая мощность [кВт];
- 4A160MUZ – серия электродвигателя;
- ε – коэффициент скольжения ремня;
- u – передаточное отношение;
- T – крутящий момент на ведущем валу [Н·мм],
- θ – угол расположения привода (относительно вертикального оси) [град].

таблица 1.1

№	Определяемый параметр	Формулы для расчета	Примечание
1.	Частота вращений на ведущем валу (угловой скорости)	$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi}$; [об/мин]	$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$ [рад/с]
2.	Крутящий момент на ведущем валу	$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}$; [Н·м]	$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta_{\text{мш}}}$ [Н·м]
3.	Диаметр ведущего шкива	$d_1 \approx 6\sqrt[3]{T_1}$; [мм]	d_1 – выбирается из стандартного ряда
4.	Диаметр ведомого шкива	$d_2 = d_1(1-\varepsilon)$; [мм] $\varepsilon = 0,015$ – коэффициент скольжения (постоянное число)	d_2 – выбирается из стандартного ряда
5.	$u_{\text{рп}}$ – уточнение передаточного отношения ($u_{\text{рп}}$ – задана)	$u_{\text{рп}} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$	
6.	Погрешность в передаточном отношении	$\frac{(u - u_{\text{рп}}) \cdot 100\%}{u_{\text{рп}}} \leq \pm 3\%$	Не должен превышать $\pm 3\%$.
7.	Межосевое расстояние	$a = 2(d_1 + d_2)$	[мм]
8.	Угол обхвата малого шкива	$\alpha^0_1 = 180^\circ - 60 \frac{d_2 - d_1}{a}$;	[град] $\alpha^0_1 \geq 150^\circ$
9.	Длина ремня	$L = 2a - 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$	[мм]
10.	Скорость ремня	$v_1 = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60}$;	[м/с]
11.	Окружная сила	$F_t = \frac{N}{v}$;	[Н]
12.	Допускаемая рабочая нагрузка на 1 мм ширины прокладки	$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta$; [Н/мм] Здесь: p_0 – наибольшее допускаемая нагрузка на 1 мм ширины прокладки. C_α – коэффициент учитывающий угла обхвата	p_0 – из таблицы 1.2. (Н/мм)- $\delta = \delta_0 \cdot z \leq 0,025d_1$ условия должен выполняться. Z, δ_0 – из таблицы 1.2. δ_0 (мм)

		<p>C_v – коэффициент учитывающий влияние скорости ремня.</p> <p>C_p – коэффициент режима работы.</p> <p>C_θ – коэффициент учитывающий угла наклона линии центров передачи.</p> <p>$\theta \leq 60^\circ \quad C_\theta = 1$ $\theta \geq 60^\circ \quad C_\theta = 0,9$ $\theta > 80^\circ \quad C_\theta = 0,8$</p>	<p>$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1^0)$</p> <p>$C_v = 1,04 - 0,0004v^2$</p> <p>$C_p$ - 1.4.- из таблицы 1.4.</p>
13.	Ширина ремня.	$b \geq \frac{F_t}{z[p]}$	b – выбирается из стандартного ряда (таблица 1.2)
14.	Предварительное натяжение ремня	$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta ; [H]$	<p>$\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ – напряжение от первоначальной натяжения ремня,</p> <p>$\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ - оптимальное значение</p> <p>b – ширина ремня</p> <p>δ - толщина ремня</p>
15.	Натяжение ветвей: ведущей ведомой	<p>$F_1 = F_0 + 0,5F_t ; [H]$</p> <p>$F_2 = F_0 - 0,5F_t ; [H]$</p>	<p>[H]</p> <p>[H]</p>
16.	F_1 Натяжение от силы.	$\sigma_1 = \frac{F_1}{b\delta} ;$	[МПа]
17.	Натяжение изгиба	$\sigma_u = E_u \cdot \frac{\delta}{d_1} ; [МПа]$	<p>$E_u = 100 \div 200 \text{ МПа}$ - для кожаных и резинотканевых ремней</p> <p>$E_u = 50 \div 80 \text{ МПа}$ - для хлопчатобумажных ремней</p>
18.	Натяжение от центробежной силы ρ – плотность ремня.	$\sigma_v = \rho \cdot v_1^2 \cdot 10^{-6} ;$	$\rho = 1100 \div 1200$ [кг/м ³]
19.	Максимальное напряжение	<p>$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v$</p> <p>$\sigma_{max} \leq \sigma_{-1}$</p>	<p>для кожаных и резинотканевых ремней $\sigma_{-1} = 7 \text{ МПа}$</p> <p>для хлопчатобумажных ремней $\sigma_{-1} = 5 \text{ МПа}$</p>

20.	Проверка долговечности ремня. H_0 – долговечности ремня. λ – число пробегов C_i – коэффициент учитывающий влияние передаточного отношения C_H – коэффициент нагружения от нуля до максимума	$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^6 \cdot 10^7 \cdot C_i \cdot C_H}{\sigma_{\max}^6 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot \lambda}$ $\lambda = \frac{v}{L}$ $C_i \approx 1.5\sqrt{i} - 0.5$	Рекомендуемый долговечность: $H_0 > 2000$ ч $C_H = 1$ при постоянной нагрузке
21.	Нагрузка на валы передачи	$F_b = 3F_o \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} ;$	[Н]

Сведения и таблицы для плоскоременной передачи:

Технические данные плоских ремней приведены в таблицах 1.2-1.6.

Наиболее широкое применение получили резинотканневые ремни, однако их не рекомендуется применять в среде, загрязненной парами нефтепродуктов.

Кожанные ремни хорошо выдерживают переменные нагрузки, но не рекомендуется для эксплуатации в средах высокой влажностью, с парами кислот и щелочей. Стоимость кожаных ремней сравнительно высока, применение их ограничено. Ремни хлопчатобумажные недороги, характеризуются хорошим сцеплением со шкивом, но чувствительны к воздействию кислотных и водяных паров. При проектных работах выбирают обычно резинотканневые ремни, если нет специальных указаний в технических условиях.

Необходимые данные для проектирования ременной передачи:

- условия эксплуатации;
- кинематическая схема;
- передаваемая мощность;

частота вращения:

- n_1 вала двигателя;
- n_2 -ведущего шкива.

Передаточное отношение ременной передачи определяют из кинематического расчета привода

Ремень плоские резиноканевые (по ГОСТ 23831-79).

Таблица 1. 2

Технические характеристики прокладок.	Прокладки из ткани			
	Б-800	БКНЛ	ТА-150 ТК-150	ТК-200
Номинальная прочность Н/мм ширины прокладки: по основе	55	55	150	200
по утку	16	20	65	65
Наибольшая допускаемая нагрузка p_0 на прокладку Н/мм ширины	3	3	10	13
Расчетная толщина прокладки с резиновой прослойкой, мм	1,5	1,2	1,2	1,3
Поверхностная плотность прокладки с резиновой прослойкой, кг/м ²	1,6	1,3	1,3	1,4
Число прокладок при ширине ремня B , мм :				
20-71	3-5	3-5	-	-
80-112	3-6	3-6	-	-
125-560	3-6	3-6	3-4	3-4
Примечания:				
1. Ткани прокладок: Б-800 – хлопчатобумажная; БКНЛ –из нитей полиэфира и хлопка; ТК-150, ТА-150,ТК-200 – синтетическая.				
2. Ширину ремня выбирают из стандартного ряда : 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560 (ряд приведен с сокращением – по ГОСТ значения b даны до 1200 мм).				
3. Масса ремня, кг $Q=(tz+\delta 1150)bl$, здесь t – поверхностная плотность прокладки, (кг/м²); z – число прокладок; δ – толщина обкладки, (м); b – ширина ремня, (м); l – длина ремня, (м); числа 1150 – плотность резиновой обкладки, (кг/м³).				

Ремень кожаный(по ГОСТ 18679-73)

Таблица 1.3

Толщина δ, мм	Ширина b, мм
3	16; 20; 25
3,5	32; 40; 50
4	63; 71
4,5	80; 90; 100; 112;
5	125; 140
5,5	160;180; 200; 240; 250; 280; 355; 400; 450; 500; 560

Ремень хлопчатобумажныйцельнотканый(по ГОСТ 6982-75)

Таблица 1.4

Толщина δ, мм	Ширина b, мм
4,5	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100
6,5	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100; 115; 125; 150; 175
8,5	50; 60; 75; 90; 100; (115); 125; 150; (175); 200; (224); 250
Примечания: В скобках указаны <i>нерекомендуемые значения ширины ремня</i>	

Значения коэффициента C_p для ременных передач от асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором

Таблица 1. 5.

<i>Характер нагрузки</i>	<i>Типы машин</i>	C_p
<i>С незначительными колебаниями, пусковая нагрузка до 120% номинальной.</i>	<i>Ленточные конвейеры; станки токарные; сверлильные; шлифовальные.</i>	1,0
<i>С незначительными колебаниями, пусковая нагрузка до 150% номинальной.</i>	<i>Пластинчатые конвейеры; станки резервные; рвольверные, плоскошлифовальные; насосы и компрессоры поршневые.</i>	0,9
<i>Со значительными колебаниями, пусковая нагрузка до 200% номинальной.</i>	<i>Конвейеры винтовые и скребковые, ковшовые элеваторы; станки строгальные и долбежные; прессы винтовые и эксцентриковые.</i>	0,8
<i>С резкими колебаниями, пусковая нагрузка до 300% номинальной.</i>	<i>Лесопилные рамы; шаровые мельницы дробилки, молоты; подъемники.</i>	0,7
<i>Примечания:</i> При работе в две смены значения C_p снижают на 0.1; при трехсменной работы – на 0.2.		

Шкивы плоскоремennых передач

Один из шкивов передачи выполняют с гладким ободом, второй (большой)-выпуклым (Рис. 3).

Материалы шкивов:

- при окружной скорости до 30 м/с – серый чугун (СЧ 15);
- при большой окружной скорости (порядка 30---50 м/с) - сталь 25Л (не ниже);
- для быстроходных передач ($v=50$ м/с) – алюминиевые сплавы.

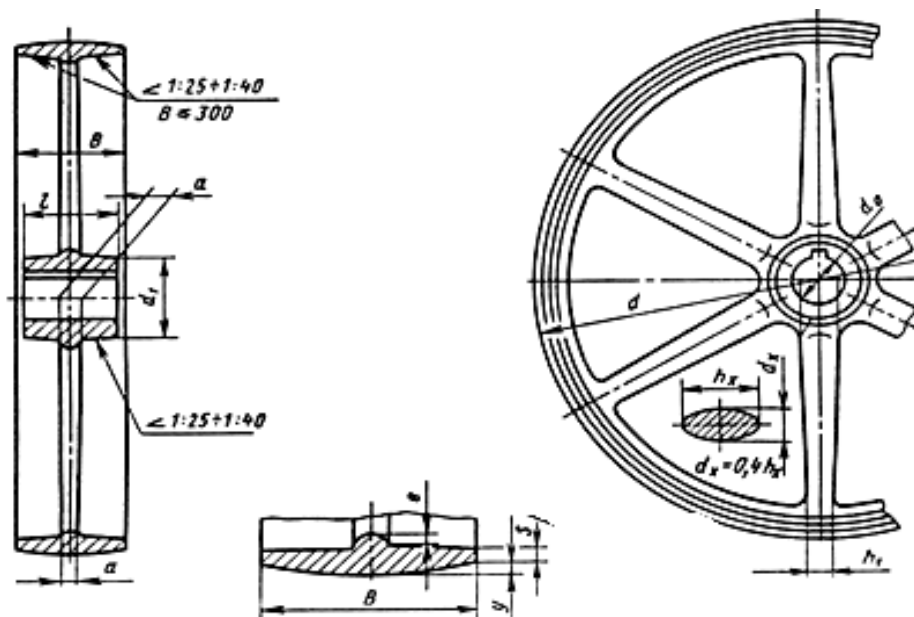


Рис.3. Шкив плоскоременной передачи.

Ширина B обода шкива в зависимости от ширины ремня
(по ГОСТ 17383 – 73). Размеры, мм

Таблица 1.6.

b	B	b	B	b	B	b	B
40	50	100	112	200	224		
50	63	112	125	224	250	400	450
63	71	125	140	250	280	450	500
71	80	140	160	280	315	500	560
80	90	160	180	315	355	560	630
90	100	180	200	355	400		

Ширина обода B мм.	Диаметр шкива d , мм.				
	250-280	315-355	400-450	500-560	630-1000
Стрели выпуклости u , мм.					
До 125			1,0	1,0	1,0
Свыше 125 до 160	0,8	1,0	1,2	1,5	1,5
Свыше 160					2,0

Стандартный ряд диаметра шкивов по ГОСТ 17383-73 (мм)

40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180;
200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800;
900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

4. Расчет клиноременной передачи

Основные параметры резинотканевых клиновых ремней регламентированы ГОСТ 1284.1–80 -ГОСТ 1284.3 – 80 (таблица 7.7)

Исходные данные (из кинематического расчета привода):

- N – передаваемая мощность [кВт];
- **4A160MUZ** – серия электродвигателя;
- ε – коэффициент скольжения ремня;
- u – передаточное отношение;
- T – крутящий момент на ведущем валу [Н·мм];
- условия работы;
- θ – угол расположения привода i (относительно вертикальной оси) [град].
- n – аylanish chastotasi (ayl/daq);

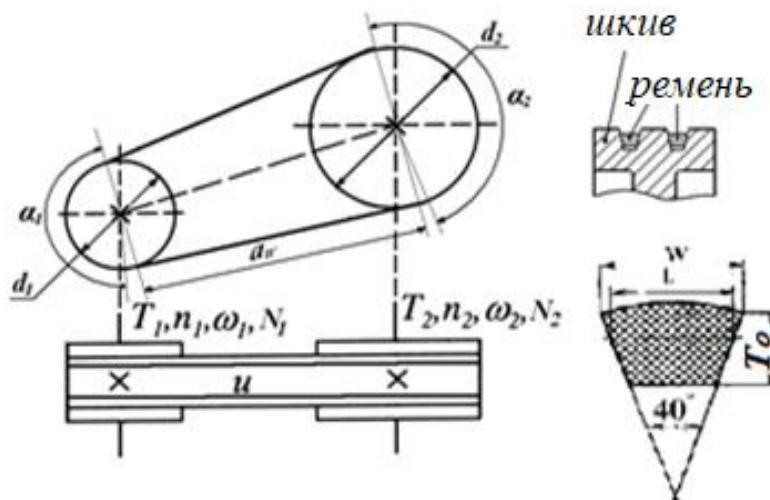


Рис.4 Кинематическая схема клиноременной передачи

Алгоритм расчета клиноременной передачи

Таблица 2.1

№	Определяемый параметр	Формулы для расчета	Примечание
1.	Частота вращений на ведущем валу (угловой скорость)	$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi}$; [об/мин] $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$ [рад/с]	Из кинематического расчета передачи
2.	Выбор сечения ремня	По n_0 ; N_1 ; n_1	Из номограммы
3.	Вращающий момент на ведущем валу.	$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{N_1 \cdot 30}{\pi \cdot n_1}$; [Н·м]	Из кинематического расчета передачи
4.	Диаметр меньшего шкива.	$d_1 \approx (3 \div 4) \cdot \sqrt[3]{T_1}$; [мм]	Округляют до стандартного значения.
5.	Диаметр большего шкива.	$d_2 = d_1 \cdot u(1-\varepsilon)$; [мм]	Округляют до стандартного значения
6.	Передаточное отношение(уточнение)	$u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$;	ε -коэффициент эластичного скольжения $\varepsilon = 0,015$
7.	Межосевое расстояние.	$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_1$; $a_{max} = d_1 + d_2$; [мм]	T_0 – высота сечения ремня таблица 2.2.
8.	Длина ремня.	$L = 2a - 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$ [мм]	Округляют по таблице 2.2.
9.	Уточнение межосевого расстояния.	$a = 0,55[(L_p + \omega) + \sqrt{(L_p - \omega) - 2y}]$; [мм]	-
10.	Угол обхвата меньшего шкива.	$\alpha_1^0 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}$;	[град]
11.	Число ремней по P_0, C_L, C_r, C_α и C_Z (округлить до целого числа)	$z = \frac{N_1 \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z}$	P_0 – из табл.2.2.3. C_L – из табл.2.2.4. C_r – из табл.2.2.5. C_α – из табл.2.2.6. C_Z – из табл.2.2.7.
12.	Натяжение ветви ремня.	$F = \frac{850 N_1 \cdot C_p \cdot C_L + \theta \cdot v^2}{Z_L \cdot v \cdot C_\alpha}$ [Н] здесь $v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1$ [м/с]	θ – из табл.2.8.
13.	Сила , действующая на вал.	$F_b = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$;	[Н]
14.	Ширина шкива.	$B_{шк} = (z-1) \cdot e + 2f$	e – из табл.2.9. f – из табл.2.9.

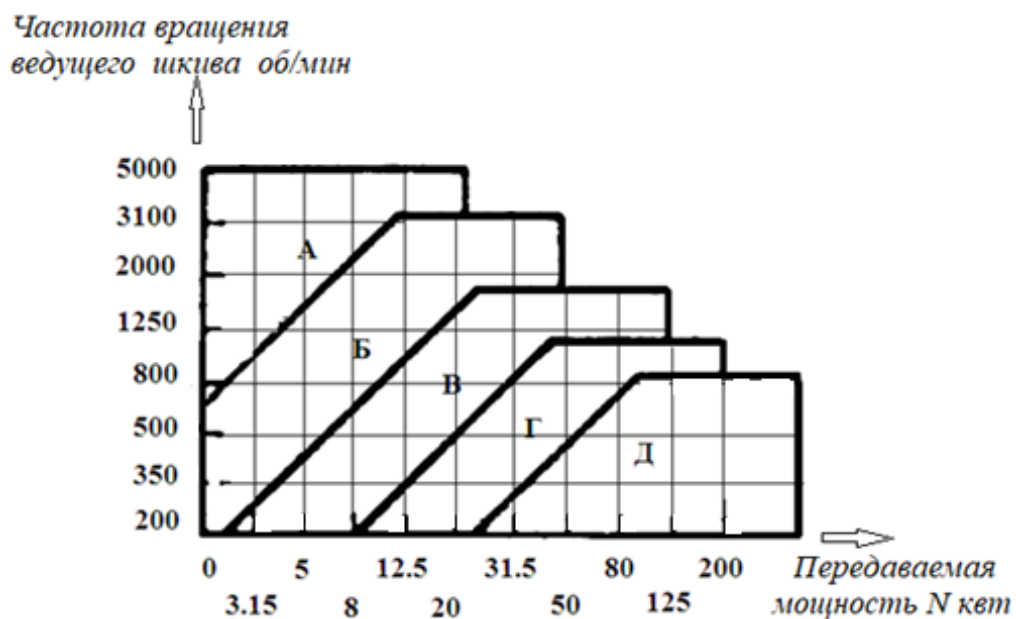


Рис 7.3

Клиновые ремны (по ГОСТ 1284.1-80). Размеры, мм.

Таблица 2.2

Обозначение сечения ремня	d_1 , не менее	l_p	W	T_0	A	L_p	ΔL	Масса одного метра, кг
О	63	8,5	10	6	47	400-2500	25	0,06
А	90	11,0	13	8	81	560-4000	33	0,10
Б	125	14,0	17	10,5	133	800-6300	40	0,18
В	200	19,0	22	13,5	230	1800-10000	59	0,30
Г	315	27	32	19,0	476	3150-14000	76	0,60
Д	500	32	38	23,5	692	4500-18000	95	0,90
Е	800	42	50	30,0	1172	6300-18000	120	1,52

Примечание:

1. В графе А указана площадь поперечного сечения ремня, мм²; в графе ΔL – разность между расчетной L_р и внутренней L_{вн} длиной ремня.
2. Стандартный ряд длин L_р (мм): 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 560; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.
3. В технически обоснованных случаях допускаются промежуточные значения L_р (мм): 425; 475; 530; 600; 670; 750; 850; 950; 1060; 1180; 1320; 1500; 1700; 1900; 2120; 2360; 2650; 3000; 3350; 3750; 4250; 4750; 5300; 6000; 6700; 7500; 8500; 9500; 10600; 11800; 13200; 15000; 17000.

Условные обозначения ремней: Ремень В-2500 Т ГОСТ 1284.1-80;
ремень сечения В с расчетной длиной L_р=2500 мм, с кордной тканью в несущем слое:
Ремень В-2500 Ш ГОСТ 1284.1-80
То же, с кординуром.

Номинальная мощность P_о, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284.3-80, с сокращениями)

Таблица 2.3

Сечение ремня (длина L _р)	d ₁ , мм	i	Частота вращения n ₁ , об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
О(1320)	71	1,2	0,22	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82
		1,5	0,23	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84
		≥3	0,23	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,87
	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,00
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03
		≥3	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06
	100	1,2	0,36	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39
		1,5	0,37	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43
		≥3	0,38	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48
	112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66
		≥3	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72
А(1700)	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
		≥3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76
	125	1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
		1,5	0,74	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		≥3	0,76	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58
	160	1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
		1,5	1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		≥3	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64

Продолжение таблицы 2.3

	180	1,2 1,5 ≥3	1,16 1,20 1,24	2,10 2,17 2,24	2,43 2,51 2,59	2,93 3,03 3,12	3,38 3,50 3,61	3,63 3,75 3,87	3,94 4,07 4,19
Б(2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78
		≥3	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86
		≥3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80
		≥3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05
	280	1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	8,69	9,20
		1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	8,97	9,50
		≥3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,80

Сечение ремня (длина L_p)	d_1 , мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин				
			400	800	950	1200	1450
В(3750)	224	1,2	3,20	5,47	6,18	7,18	7,97
		1,5	3,31	5,65	6,38	7,45	8,23
		≥3	3,41	5,83	6,58	7,69	8,49
	280	1,2	4,63	8,04	9,08	10,49	11,47
		1,5	4,78	8,30	9,37	10,83	11,84
		≥3	4,93	8,57	9,67	11,17	12,22
	355	1,2	6,47	11,19	12,55	14,23	15,10
		1,5	6,69	11,56	12,95	14,70	15,59
		≥3	6,90	11,92	13,36	15,16	16,09
	450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	-
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	-
		≥3	9,34	15,72	17,35	18,91	-
Г(6000)	400	1,2	12,25	19,75	21,46	22,68	-
		1,5	12,64	20,40	22,16	23,42	-
		≥3	13,04	21,04	22,86	24,16	-
	560	1,2	20,27	31,62	33,21	-	-
		1,5	20,93	32,65	34,30	-	-
		≥3	21,59	33,68	35,38	-	-
	710	1,2	27,23	39,44	38,90	-	-
		1,5	28,12	40,73	40,17	-	-
		≥3	29,01	42,02	41,44	-	-
Д(7100)	560	1,2	24,07	31,62	33,21	-	-
		1,5	24,85	32,65	34,30	-	-
		≥3	25,64	33,68	35,38	-	-
	710	1,2	34,05	39,44	38,90	-	-
		1,5	35,17	40,73	40,17	-	-
		≥3	36,28	42,02	41,44	-	-

**Значение коэффициента C_L для клиновых ремней
(по ГОСТ 1284.3-80, сокращениями)**

Таблица 2.4

L_p , мм	Сечение ремня					
	О	А	Б	В	Г	Д
400	0,79					
500	0,81					
560	0,82	0,79				
710	0,86	0,83				
900	0,92	0,87	0,82			
1000	0,95	0,90	0,85			
1250	0,98	0,93	0,88			
1500	1,03	0,98	0,92			
1800	1,06	1,01	0,95	0,86		
2000	1,08	1,03	0,98	0,88		
2240	1,10	1,06	1,00	0,91		
2500	1,30	1,09	1,03	0,93		
2800	-	1,11	1,05	0,95		
3150	-	1,13	1,07	0,97	0,86	
4000	-	1,17	1,13	1,02	0,91	
4750	-	-	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	-	-	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	-	-	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	-	-	-	1,16	1,05	1,01
9000	-	-	-	1,21	1,09	1,05
10000	-	-	-	1,23	1,11	1,07

Значения C_p для клиноременных передач от двигателей переменного тока общепромышленного применения.

Таблица 2.5

Режим работы; кратковременная нагрузка, % от номинальной	Типы машин	C_p при числе смен		
		1	2	3
легкий; 120	Конвейеры ленточные; насосы и компрессоры центробежные; токарные и шлифовальные станки	1,0	1,1	1,4
средний; 150	Конвейеры цепные; элеваторы; компрессоры и насосы	1,1	1,2	1,5

Продолжение таблицы 2.5

	поршневые; станки фрезерные; пилы дисковые			
тяжелый; 200	Конвейеры скребковые, шнек; станки строгальные и долбежные; прессы; машины для брикетирования кормов; деревообрабатывающие.	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый; 300	Подъемники, эксковаторы, молоты, дробилки, лесопильные рамы	1,3	1,5	1,7

C_α – коэффициент угла обхвата:

Таблица 2.6

α°	180°	160°	140°	120°	100°	90°	70°
C_α	1	0,95	0,89	0,82	0,83	0,68	0,56

C_z – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче:

Таблица 2.7

Z	2-3	4-6	Более 6
C_z	0,95	0,90	0,85

θ – коэффициент, учитывающий центробежную силу, $\frac{H \cdot c^2}{m^2}$

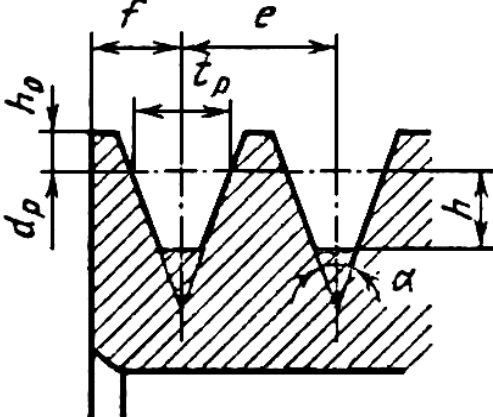
Таблица 2.8

При сечении	О	А	Б	В	Г	Д
θ	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9

Канавки шкивов клиноременных передач (по ГОСТ 20889-80).

Размеры, мм

Таблица 2.9



Ремень		Размеры канавок				Углы профиля канавок			
Сечение	l_p	h	h_0	f	e	34°	36°	38°	40°
						d_p			
О	8,5	7,0	2,5	8,0	12,0	63-71	80-100	112-160	≥ 180
А	11,0	8,7	3,3	10,0	15,0	90-112	125-160	180-400	≥ 450
Б	14,0	10,8	4,2	12,5	19,0	125-160	180-224	250-500	≥ 560
В	19,0	14,3	5,7	17,0	25,5	200-315	200-315	355-630	≥ 710
Г	27,0	19,9	8,1	24,0	37,0	-	315-450	500-900	≥ 1000
Д	32,0	23,4	9,6	29,0	41,5	-	500-560	630-1120	≥ 1250

Примечание. Ширина обода шкива . $B=(z-1) \cdot e+2f$, здесь z – число ремней в передаче.

Расчет ременной передачи

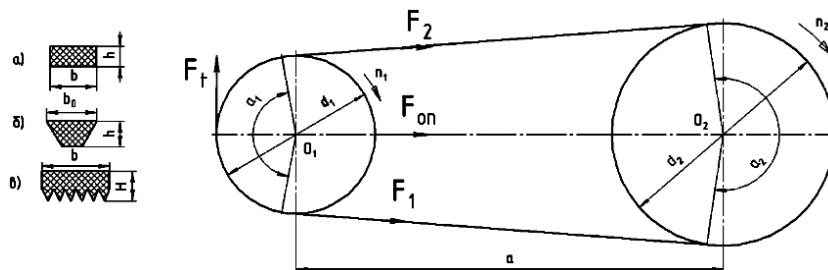


Рис.5. Кинематическая схема ременной передачи

В заданном приводе движение передается от установленного шкива на валу электродвигателя через клиноременной передачи к цилиндрическому зубчатому редуктору. Из кинематического расчета привода имеем:

Первичные данные для расчета ременной передачи:

$$u_{\text{рем}} = 2.$$

$$n_1 = 730 \text{ об / мин} \quad \omega_1 = 76,4 \text{ рад / с}$$

$$n_2 = 365 \text{ об / мин} \quad \omega_2 = 38,2 \text{ рад / с}$$

$$T_1 = 65,33 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad T_2 = 124 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

В заданном кинематической схеме привода движение передается от вала электродвигателя через ременной передачи к зубчатому цилиндрическому редуктору. Расчет производим на основе полученных результатов кинематического расчета привода.

1.1. По номограмме в зависимости от частоты вращения меньшего шкива $n_1 = 730 \text{ об / мин}$ и передаваемой мощности $N_1 = N_{\text{дв}} = 7,5 \text{ кВт}$ принимаем сечение клинового ремня **Б**.

1.2. Вращающий момент на ведущем валу $T_1 = 65,33 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

1.3. Диаметр ведущего (меньшего) шкива

$$d_1 = (3 \dots 4) \sqrt[3]{T_1} = (3 \dots 4) \sqrt[3]{65,33 \cdot 10^3} = (3 \dots 4) 4,028 \cdot 10 = \\ = (120,84 \dots 161,12) \text{ мм}$$

Согласно таблиц 7.8 с учетом того, что диаметр шкива для ремней сечения **Б** не должен быть менее 125 мм, принимаем

$$d_1 = 150 \text{ мм}$$

1.4 Диаметр большего шкива

$$d_2 = i_{\text{тас}} \cdot d_1 (1 - \varepsilon) = 2 \cdot 150 (1 - 0,015) = 295,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 = 300 \text{ мм}$.

1.5 Уточняем передаточное отношение

$$i_{\text{рем}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{300}{150 (1 - 0,015)} = \frac{300}{147,75} = 2,03$$

1.6 Угловая скорость ведомого вала (первичный вал редуктора)

$$\omega_2 = \frac{\omega_{dv}}{i_{tas}} = \frac{76,4}{2,03} = 37,63 \text{ рад / с}$$

Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету

$$\frac{38,2 - 37,63}{38,2} \cdot 100\% = 1,49\%$$

что меньше допусаемого на $\pm 3\%$

Следовательно, окончательно принимаем диаметры шкивов $d_1 = 150 \text{ мм}, d_2 = 300 \text{ мм}$.

1.7. Межосевое расстояние a_p следует принимать в интервале

$$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0 = 0,55(150 + 300) + 10,5 = 258 \text{ мм.}$$

где $T_0 = 10,5 \text{ мм}$. – (высота сечения ремня)

$$a_{max} = d_1 + d_2 = 150 + 300 = 450 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_p = 450 \text{ мм}$. (таблица 7.7)

1.8. Расчётная длина ремня

$$\begin{aligned} L &= 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} = \\ &= 2 \cdot 450 + 0,5 \cdot 3,14(150 + 300) + \frac{(300 - 150)^2}{4 \cdot 450} = 1619 \text{ мм} \end{aligned}$$

Ближайшее значение по стандарту $L = 1600 \text{ мм}$. (таблица 7.7)

1.9. Уточненное значение межосевого расстояния a_p с учетом стандартной длины ремня $L = 1600 \text{ мм}$.

$$a_p = 0,25[(l - \omega) + \sqrt{(l - \omega)^2 - 2y}]$$

здесь

$$\begin{aligned} \omega &= 0,5\pi(d_1 + d_2) = \\ &0,5 \cdot 3,14(150 + 300) = 706,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (300 - 150)^2 = 22500$$

$$\begin{aligned} a_p &= 0,25[(1600 - 706,5) + \sqrt{(1600 - 706,5)^2 - 2 \cdot 22,5 \cdot 10^4}] = \\ &= 370,926 \text{ мм} = 371 \text{ мм} \end{aligned}$$

При монтаже передачи необходима обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на $0,01L = 0,01 \times 1600 = 16 \text{ мм}$ для облегчения надевания ремней на шкивы и возможность увеличения его на $0,25L = 0,025 \cdot 1600 = 40 \text{ мм}$. для увеличения натяжения ремней.

1.10. Угол обхвата меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_r} = 180^\circ - 57 \frac{300 - 150}{371} = 156^\circ$$

1.11. Коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи по таблице 7.10. для привода к ленточному конвейеру при односменной работы $C_p = 1,0$

1.12. Коэффициент, учитывающий влияние длины ремня по таблице 7.9: для ремня сечения **Б** при длине $L = 1600 \text{ мм}$ коэффициент $C_l = 0,93$

1.13. Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата при $\alpha_1 = 156^\circ$ коэффициент $C_\alpha = 0,93$.

1.14. Коэффициент, учитывающий число ремней в передаче: предполагая, что число ремней в передаче будет от 4 до 6, принимаем коэффициент $C_z=0,90$

1.15. Число ремней в передаче.

$$Z = \frac{N C_r}{N_0 C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{7,5 \cdot 1,0}{3,11 \cdot 0,93 \cdot 0,93 \cdot 0,9} = \frac{7,5}{2,42} = 3,05 = 3$$

где N_0 - мощность передаваемый одним клиновым ремнем, кВт (таблица 7.8.); для ремня сечения **Б** при длине $L=1600$ мм, работа на шкиве $d_1=150$ мм и $i_{рем} \leq 3$ мощность $N_0=3,11$ кВт (то, что в нашем случае ремень имеет длину $L=1600$ мм, учитывается коэффициент C_L . Принимаем $Z=3$

1.16. Натяжение ветви клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 N_E \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot c} + \theta \cdot v^2$$

где скорость $v = 0,5 \cdot \omega_{ос} \cdot d_1 = 0,5 \cdot 76,4 \cdot 150 \cdot 10^3 = 5,73$ м/с

θ - коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил; для

ремня сечения **Б** $\theta = 0,18 \frac{H C^2}{m^2}$

Тогда

$$F_0 = \frac{850 - 7,5 \cdot 1,0 \cdot 0,93}{3 \cdot 5,73 \cdot 0,90} + 0,18 \cdot 5,73 = 384,24 \text{ Н}$$

1.17. Давление на валы

$$F_\epsilon = 2 F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 384,24 \cdot 3 \sin 78^\circ = 2255 \text{ Н}$$

1.18. Ширина шкивов $B_{ш}$.

$$B_{ш} = (z - 1)e + 2f = (3 - 1)19 + 2 \cdot 12,5 = 63 \text{ мм.}$$

5. Расчет зубчатых колес редуктора

Так как в задании нет особых требований в отношении габаритов передачи, выбираем материалы со средними механическими характеристиками для зубчатых колес редуктора: для шестерни сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость НВ 230; для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, но твердость на 30 единиц ниже НВ 200.

Механические свойства сталей, принимаемых для изготовления зубчатых колес:

Марка стали	Диаметр заготовки мм	Предел прочности σ_b (МПа)	Предел текучести σ_T (МПа)	Твердость НВ-средняя	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Свыше 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Свыше 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Свыше 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Свыше 180	835	540	250	
40Л	--	520	290	160	Нормализация
45Л	--	540	310	180	
35ГЛ	--	590	340	190	Улучшение
35ХГСЛ	--	790	590	220	

<i>Марка стали</i>	<i>Твердость HRC</i>	<i>Термообработка</i>
<i>30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН</i>	<i>45-55-</i>	<i>Закалка</i>
<i>12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХМ</i>	<i>50-63</i>	<i>Цементация, закалка</i>
<i>20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х</i>	<i>56-63</i>	<i>Нитроцементация</i>
<i>30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х</i>	<i>56-63</i>	<i>Азотирование</i>
<i>40Х, 40ХН.35ХМ</i>	<i>45-63</i>	<i>Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ</i>

Для шестерни:

– для изготовления шестерни обычно рекомендуют заготовку диаметром до $d_1 \leq 90$ мм. Из таблицы выбираем материал сталь 45. Сталь 45 имеет следующие характеристики:

предел прочности σ_s $\sigma_s = 780 \text{ МПа};$

предел текучести σ_T $\sigma_T = 440 \text{ МПа};$

твердость НВ(средняя) $\text{HB}_1 = 230;$

термообработка *улучшение.*

Для зубчатого колеса:

– для изготовления зубчатого колеса обычно рекомендуют заготовку диаметром до $d_2 \geq (100 \div 500)$ мм. Из таблицы выбираем материал сталь 45.

Сталь 45 имеет следующие характеристики (для зубчатого колеса):

предел прочности σ_s $\sigma_s = 570 \text{ МПа};$

предел текучести σ_T $\sigma_T = 290 \text{ МПа};$

твердость НВ(средняя) $\text{HB}_2 = 200;$

термообработка *нормализация.*

Твердость зубчатого колеса должен быть ниже на 30 единиц от твердости шестерни.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}$, где

$\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

Способ термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	σ_{Hlimb} МПа
<u>Нормализация</u> или <u>улучшение</u>	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$2 HB + 70$
<u>Объемная закалка</u>	$HRC 38-50$		$18HRC + 150$
<u>Поверхностная закалка</u>	$HRC 40-50$		$17HRC + 200$
<u>Цементация</u> и <u>нитроцементация</u>	$HRC >$	Легированная	$23HRC$
<u>Азотирование</u>	$HV 550-750$		1050

Примечание: Базовое число циклов $N_{НО}$ определяют в зависимости от твердости стали, при твердости $HB < 200$ принимают $N_{НО} = 10^7$; при твердости $HB 200-500$ значение $N_{НО}$ возрастает по линейному закону от 10^7 до $6 \cdot 10^7$

По таблице для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее $HB 350$ и термической обработкой (улучшением)

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70$$

K_{HL} – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимаем $K_{HL} = 1$.

$[S_H]$ – коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1$.

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение определяется по формуле $[\delta_H] = 0,45([\delta_{H1}] + [\delta_{H2}])$.

для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = \frac{(2HB_1 + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,1} = 482 \text{ МПа}$$

для зубчатого колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,1} = 427,3 \text{ МПа}$$

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(482 + 427,3) = 409,2 \text{ МПа}$

Требуемое условия $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$ выполнено, т.е. $409,2 \text{ МПа} \leq 1,23 \cdot 427,3 \text{ МПа}$. Получена $409,2 \text{ МПа} \leq 525,6 \text{ МПа}$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ несмотря на симметричное расположение колес относительно опор, примем выше рекомендуемого для этого случая, так как со стороны ременной передачи действует силы, вызывающие дополнительную деформацию ведомого вала и ухудшающие контакт зубьев. Принимаем $K_{H\beta} = 1,25$.

Ориентировочные значения коэффициента $K_{H\beta}$ для зубчатых передач редукторов, работающих при переменной нагрузки

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость НВ поверхностей зубьев	
	<350	>350
Симметричное	1,00-1,15	1,05-1,25
Несимметричное	1,10-1,25	1,15-1,35
Консольное	1,20-1,35	1,25-1,45

Меньшие значения принимают для передач с отношением $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,4$ при увеличении ψ_{bd} до 0,6 для консольное расположенных колес и ψ_{bd} до 0,8 при несимметричном расположении их следует принимать большие из указанных таблице значений $K_{H\beta}$. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$

Определение ψ_{bd} ю $\psi_{bd} = b / d_1 = b(u + 1) / 2a = 0,5\psi_{ba}(u + 1)$

где ψ_{ba} коэффициент ширины венца: -для прямозубых передач $\psi_{ba} = 0,125 \div 0,25$, - для косозубых $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,40$, - для шевронных $\psi_{ba} 0,5 \div 1,0$

По ГОСТ 2185-66 ψ_{ba} : 0,10; 0,125 ;0,16; 0,25 ;0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25

(Если в задании цепная передача, то на ведущий вал редуктора действует со стороны цепной передачи силы давления).

Принимаем для косозубых колес коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию $\Psi_{va} = \frac{b}{a_w} = 0,4$.

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев

$$a_w = K_a (u_p + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_p^2 \cdot \Psi_{ba}}}$$

где K_a - коэффициент межосевого расстояния, для косозубых колес $K_a=43$, а передаточное число нашего редуктора $u_p=4$, T_3 -вращающий момент на ведомом валу редуктора $T_3=588 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$)

$$\begin{aligned} a_w &= K_a (u_p + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_p^2 \cdot \Psi_{ba}}} = 43(4,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{588 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{(409,2)^2 \cdot 4,5^2 \cdot 0,4}} = \\ &= 236,5 \sqrt[3]{0,542} = 236,5 \cdot 0,815 = 192,74 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Выбираем из рекомендуемого ряда значения близкому рассчитанного.

Рекомендуемые значения межосевого расстояния по ГОСТу 2185-66 (мм):

I-й ряд:

40;50;63;80;100;125;160;200;250;315;400;500;630;800;1000;1250;1600;2000;2500.

II-й ряд:

71;90;112;140;180;224;280;355;450;560;710;900;1120;1400;1800;2240.

(Первый ряд следует предпочитать второму).

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66
 $a_w = 200$ мм.

Нормальный модуль зацепления принимаем по следующей рекомендации:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = (0,01 \div 0,02)200 = (2 \dots 4) \text{ мм}$$

Нормальный модуль зацепления по ГОСТ GOST 9563-60* (мм):

I-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20

II-й ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,65; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

(Первый ряд следует предпочитать второму).

Принимаем $m_n = 3$ мм

Примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим числа зубьев шестерни и колеса.

Шестерня.

$$Z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{(u_p + 1)m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 10^\circ}{(4,5 + 1) \cdot 3} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,985}{5,5 \cdot 3} = \frac{394}{16,5} = 23,878$$

Принимаем $Z_1 = 24$.

Зубчатое колесо.

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_p = 24 \cdot 4,5 = 108 \quad Z_2 = 108$$

Принята: $Z_1 = 24$ и $Z_2 = 108$.

Уточненное значение угла наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(24 + 108) \cdot 3}{2 \cdot 200} = \frac{396}{400} = 0,99$$

$$\beta = 8^{\circ}54' \approx 9^{\circ}$$

Угол наклона линии зубов β принимают для косозубых колес в интервале ($8^{\circ} \div 15^{\circ}$). Основные размеры шестерни и колеса: диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_1 = \frac{3}{0,99} \cdot 24 = 72,727 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_2 = \frac{3}{0,99} \cdot 108 = 327,273 \text{ мм}$$

Проверка.

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72,727 + 327,273}{2} = 200 \text{ мм}$$

– диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 72,727 + 2 \cdot 3 = 78,727 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 327,273 + 2 \cdot 3 = 333,273 \text{ мм}$$

– диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 72,727 - 2,5 \cdot 3 = 65,227 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 327,273 - 2,5 \cdot 3 = 319,773 \text{ мм}$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 80 + 5 = 85 \text{ мм}$$

Коэффициент ширины по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{85}{72,727} = 1,17$$

Определяем окружной скорость колеса и степень точности передачи

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{38,2 \cdot 72,727}{2 \cdot 10^3} = 1,39 \text{ м/с}$$

Степень точности передачи: для косозубых колес при скорости до $v = 10 \text{ м/с}$ следует принят 8 -ю степень точности.

Коэффициент нагрузки определяется выражением $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}$.

Значение коэффициента $K_{H\beta}$:

$\psi_{bd} = b/d_1$	Твердость поверхности зубьев					
	HB < 350			HB > 350		
	I	II	III	IV	V	VI
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,125	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-

Примечание: Данные, приведенные в столбце I, относятся к передачам с консольным расположением зубчатого колеса; II – к передачам с несимметричным расположением колес по отношению к опорам; III – к передачам с симметричным расположением.

При $\psi_{bd} = 1,17$, твердости $HV \leq 350$ и несимметричном расположении колес (учет натяжение клиноременной передачи) коэффициент $K_{H\beta} = 1,12$.

Значение коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач.

Степень точности	Окружная скорость v , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-

Примечание: для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1,0$

При $v = 1,39$ м/с и 8-й степени точности коэффициент $K_{H\alpha} = 1,09$.

Значение коэффициента K_{Hv} .

Передача	Твердость HB поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
		8	7		
Прямозубая	<350	1,05	-	-	-
	>350	1,10	-	-	-
Косозубая и шевронная	<350	1,0	1,01	1,02	1,05
	>350	1,0	1,05	1,07	1,10

Для косозубых колес при скорости менее 5 м/с коэффициент $K_{Hv} = 1,0$.

Таким образом

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,12 \cdot 1,08 \cdot 1,0 = 1,21$$

Проверяем контактных напряжений.

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_3 \cdot K_H (u_p + 1)^3}{b_2 \cdot u_p^2}} = \frac{270}{200} \sqrt{\frac{588 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cdot (4,5 + 1)^2}{80 \cdot 4,5^2}} = 155,6 \text{ МПа}$$

что меньше $[\sigma_H] = 409,2 \text{ МПа}$, т.е. $155,6 < [\sigma_H] = 409,2 \text{ МПа}$.
Условия прочности выполнено.

Определяем силы, действующие в зацеплении

– окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 124 \cdot 10^3}{72,727} = 3410 \text{ Н}$$

– радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3410 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9^\circ} = 3410 \frac{0,3640}{0,99} = 1254 \text{ Н}$$

Угол зацепления принимается равным $\alpha = 20^\circ$.

– осевая сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 3410 \cdot \operatorname{tg} 9^\circ = 3410 \cdot 0,1584 = 540 \text{ Н}$$

Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F]$$

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$.

Из таблицы при $\psi_{bd} = 1,17$, твердости $HV = 350$ и несимметричном расположении зубчатого колеса относительно опор коэффициент $K_{F\beta} \approx 1,26$.

Значения коэффициента $K_{F\beta}$

$\psi_{bd} = b / d_1$	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	HB<350				HB>350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,1	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,238	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Примечание: Данные в столбце I относятся к симметричному расположению зубчатых колес относительно опор; II – к несимметричному; III – к консольному при установке валов на шариковых подшипниках; IV – то же, при установке валов на роликовых подшипниках.

По таблицы для косозубых колес 8-й степени точности и скорости до $v=3\text{м/с}$ коэффициент $K_{Fv}=1,1$.

Ориентировочные значения коэффициента K_{Fv} .

Степень точности	Твердость HB рабочей поверхности зубьев	Окружная скорость v , м/с		
		3	3-8	8-12,5
6	<350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	>350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	<350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	>350	1,15/1	1,25/1	1,35/1
8	<350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	>350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Примечание: В числителе указаны значения K_{Fv} для прямозубых передач, в знаменателе – для косозубых.

Принимаем $K_{Fv}=1,1$.

Тогда

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,26 \cdot 1,1 = 1,386$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба, Y_F зависит от эквивалентного числа зубьев Z_v .

Значения Z_v :

Z_v	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

у шестерни

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 9^0} = \frac{24}{0,99^3} = \frac{24}{0,97} = 24,74$$

у колеса

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{108}{\cos^3 9^0} = \frac{108}{0,99^3} = \frac{108}{0,97} = 111,34$$

тогда для шестерни $Y_{F1}=4,02$

тогда для колеса $Y_{F2}=3,60$.

Определяем коэффициенты Y_β и $K_{F\alpha}$:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 1 - \frac{9}{140} = 0,936$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,5 - 1)(8 - 5)}{4 \cdot 1,5} = 0,92$$

для средних значений коэффициента торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1,5$ и 8-й степени точности $K_{F\alpha} = 0,92$. Допускаемое напряжение при проверке на изгиб определяют по формуле.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{[S_F]}$$

Значение предела выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma_{F\text{limb}}^0$ и коэффициент безопасности $[S_F]$

Марка стали	Термическая или термохимическая обработка	Твердость зубьев		$\sigma_{F\text{limb}}^0$ МПа	$[S_F]'$
		На поверхности	В сердце вине		
40; 45; 40X; 40XH; 40XФА	<u>Нормализация, улучшение</u>	HB 180-350		1,8 HB	1,75
40X; 40XH; 40XФА	<u>Объемная закалка</u>	HRC 45-55		500-550	1,8
40XH; 40XH2МА	<u>Закалка при нагреве ТВЧ</u>	HRC48-58	HRC25-35	700	1,75
20XH; 20XH2M; 12XH2; 12XH3А	<u>Цементация</u>	HRC57-63	-	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	<u>Азотирование</u>	HB 700-950	HRC 24-40	300+1,2HRC сердцевины	1,75

По таблице для стали 45 улучшенной предел выносливости при отнулевом цикле изгиба и твердостью $HB \leq 350$ $\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8HB$

Для шестерни

$$\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 230 = 415 \text{ МПа}$$

Для колеса

$$\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}$$

Коэффициент безопасности

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$$

По таблице $[S_F]' = 1,75$ для стали 45 улучшенной; коэффициент $[S_F]'' = 1$ для поковок и штамповок.

Следовательно, $[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' = 1,75 \cdot 1 = 1,75$

Определяем для колес допускаемые напряжения при изгибе:

Для шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]'} = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ МПа}$$

Для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]'} = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ МПа}$$

Проверку на изгиб следует проводить для того зубчатого колеса, для которого отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ меньше. Найдем эти отношения

Для шестерни

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{237}{4,02} = 58,95 \text{ МПа}$$

Для колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{206}{3,60} = 57,22 \text{ МПа}$$

Проверку на изгиб проводим для колеса, т.к. у колеса $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ меньше, чем у шестерни.

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_2 \cdot m_n} = \frac{3410 \cdot 1,386 \cdot 3,60 \cdot 0,936 \cdot 0,92}{80 \cdot 3} = \\ &= 61,05 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F2}] = 206 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Условия прочности выполнено.

6. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников

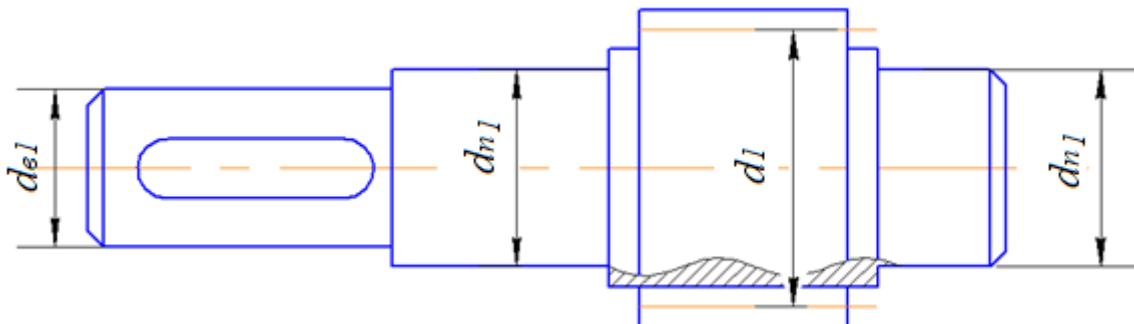
Предварительный расчет валов проводят на кручение, принимая пониженные допускаемые напряжения.

Ведущий вал:

- диаметр выходного конца при допускаемом напряжении $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$

$$d_{\epsilon 1} = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 124 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 29,35 \text{ мм.}$$

Здесь будет установлен ведомый шкив ременной передачи.



Стандартный ряд валов (мм).

10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; и далее через 10 мм.

Из стандартного ряда выбираем $d_{\epsilon 1} = 32 \text{ мм}$. Примем под подшипниками $d_{n1} = 35 \text{ мм}$. (Если в задании вал редуктора соединен

муфтой с валом электродвигателя, то необходимо согласовать диаметры ротора $d_{\partial e}$ и d_{e1} . Иногда принимают $d_{\partial e} = d_{e1}$.

Ведомый вал:

– из предварительного расчета $T_3 = 588 \cdot 10^3$ Н мм, допускаемом

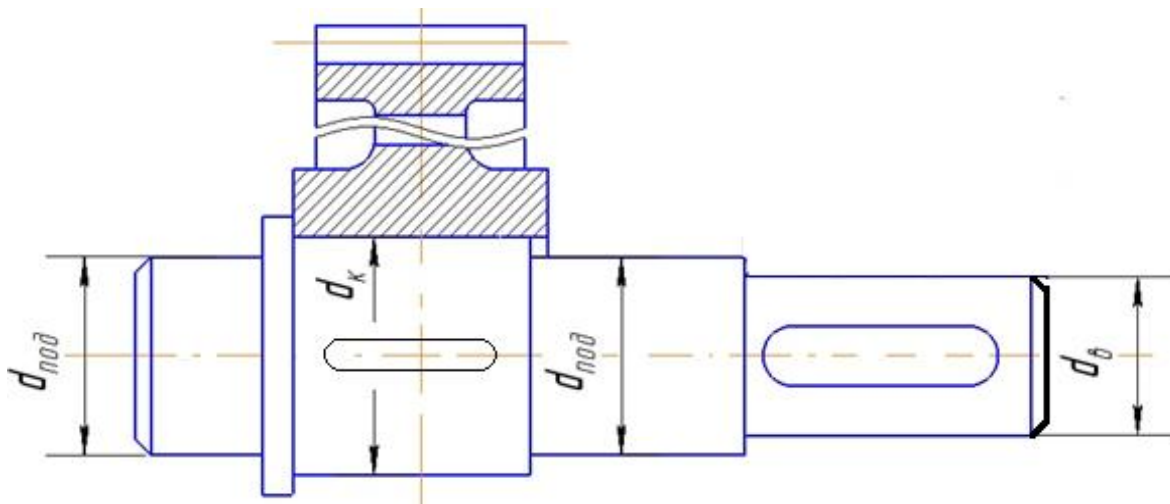
напряжении $[\tau_k] = 20$ МПа. диаметр выходного конца ведомого вала редуктора

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16T_3}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 588 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 53,1 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда выбираем $d_e = 55$ мм.

Здесь будет установлен муфта. Диаметр вала под подшипниками принимаем $d_{n2} = 60$ мм, под зубчатым колесом $d_k = 65$ мм.

Диаметры остальных участков валов назначают исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.



7. Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерню выполняем за одно целое с валом; ее размеры определены выше

$$d_1=72,727\text{мм.}; d_{a1}=78,727\text{мм.}; d_{f1}=65,227\text{мм}; b_1=85\text{ мм.}$$

Колеса кованное:

$$d_2=327,273\text{мм}; d_{a2}=333,273\text{мм}; d_{f2}=319,773\text{мм}; b_2=80\text{мм.}$$

Диаметр ступицы:

$$d_{cm2}=1,6 \cdot d_{k2}=1,6 \cdot 60=96\text{ мм. Принимаем } d_{cm}=96\text{ мм}$$

Длина ступицы колеса:

$$l_{cm2}=(1,2 \dots 1,5) \cdot d_{k2}=(1,2 \dots 1,5) \cdot 60=(72 \dots 90)\text{мм.}$$

$$\text{Принимаем } l_{cm2}=80\text{ мм}$$

Толщина обода

$$\delta_0=(2,5 \dots 4)t_n=(2,5 \dots 4)3=(7,5 \dots 12)\text{мм.}$$

$$\text{Принимаем } \delta_0=12\text{ мм}$$

Толщина диска

$$C=0,3 \cdot b_2=0,3 \cdot 80=24\text{ мм.}$$

8. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки

$$\delta=0,025 a_w + 1=0,025 \cdot 200+1=6\text{ мм, принимаем } \delta=8\text{ мм};$$

$$\delta_I=0,02 a_w + 1=0,02 \cdot 200+1=5\text{ мм, принимаем } \delta_I=8\text{ мм.}$$

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:

верхнего пояса корпуса и крышки

$$b=1,5 \cdot \delta=1,5 \cdot 8=12\text{ мм}; b_I=1,5 \cdot \delta_I=1,5 \cdot 8=12\text{ мм};$$

нижнего пояса корпуса

$$p=2,35\delta=2,35 \cdot 8=19\text{ мм, принимаем } p=20\text{ мм.}$$

Диаметры болтов:

фундаментных

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) a_w + 12 = (0,03 \div 0,036) 200 + 12 = 18 \dots 19,2 \text{ мм};$$

принимаем болты с резьбой $M20$;

крепящих крышку с корпусом у подшипников

$d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_1 = (0,7 \dots 0,75) 20 = 14 \dots 15 \text{ мм}$; принимаем болты с резьбой $M16$;

соединяющих крышку с корпусом

$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1 = (0,5 \dots 0,6) 20 = 10 \dots 12 \text{ мм}$; принимаем болты с резьбой $M12$

9. Первый этап компоновки редуктора

Компоновку обычно проводят в два этапа. Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес и шкива (звездочки) относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников. Компоновочный чертеж выполняем в одной проекции - разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; желательный масштаб 1:1, чертить тонкими линиями.

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную осевую линию; затем две вертикальные линии – оси валов на расстоянии $a_w = 200 \text{ мм}$. Вычерчиваем упрощенно шестерню и колеса в виде прямоугольников шириной b_1 и b_2 ; шестерня выполнена за одно целое с валом; длина ступицы колеса равна ширине венца и не выступает за пределы прямоугольника. (Иногда шестерня может быть выполнено отдельно от вала)

Необходима обратит внимание на расположение валов на заданной кинематической схеме привода (вход и выход движения).

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

– принимаем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса $A_1 = 1,2\delta$; при наличие ступицы зазор берется от

торца ступицы; при наличии ступицы зазор берется от торца ступицы; $\delta=8$ мм. $A_1=9,6\approx 10$ мм.

– принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A=\delta$;

– принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса $A=\delta$; если диаметр окружности вершин зубьев шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние A надо брать от шестерни.

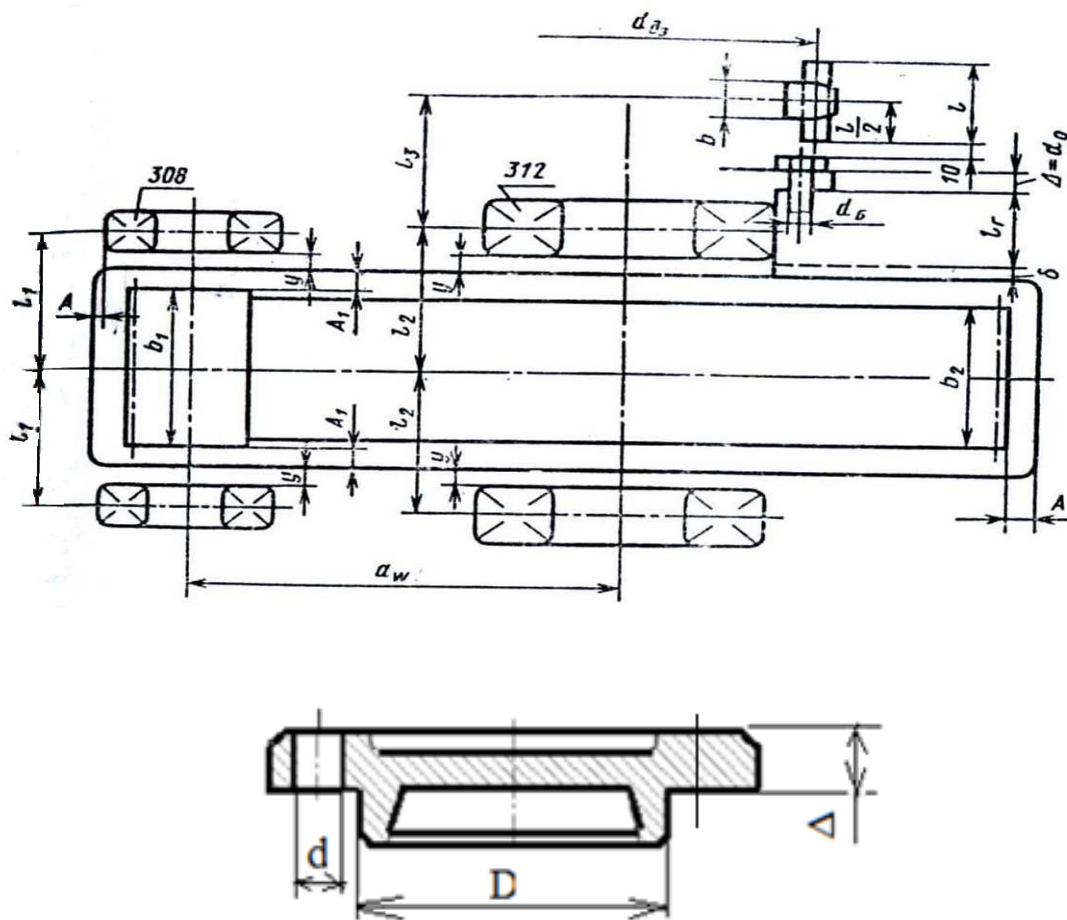
Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники средней серии; габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников $d_{n1}=35$ мм и $d_{n2}=60$ мм

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	Размеры (мм)			динамическая C	статическая C_0
307	35	80	21	33,2	18,0
312	60	130	31	81,9	48,0
Размеры подшипников берется из определенного размеров валов $d_{n1}=35$ мм и $d_{n2}=55$ мм.					

Решаем вопрос о смазывании подшипников. Принимаем для подшипников пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца. Их ширина определяет размер $y=8\cdots 12$ мм.

Измерением находим расстояния на ведущем валу l_1 и l_2 ; принята $l_1=l_2=85$ мм.

Глубина гнезда подшипника $l_2=1,5B$;



Для подшипника 307 $l_2 = 1,5 \cdot 21 = 31,5$ мм. принимаем $l_2 = 32$ мм.

Для подшипника 312 $l_2 = 1,5 \cdot 31 = 46,5$ мм. принимаем $l_{ch} = 46$ мм.

Толщину фланца Δ крышки подшипника принимаем равной диаметру d_0 отверстия; в этом фланце $\Delta = 12$ мм для крышек подшипников на ведущем валу и $\Delta = 14$ мм для крышек подшипников на ведомом валу. Высоту головки болта примем $0,7d_6$. Устанавливаем зазор между головкой болта и торцом соединительного пальца цепи (полумуфты) в 10 мм.

Измерением устанавливаем расстояние $l_3 = 85$ мм. Определяющее положение устанавливаемого детали (полумуфта, звездочка, шкив) относительно ближайшей опоры ведомого вала; примем $l_3 = 85$ мм.

10. Проверка долговечности подшипника

Ведущий вал редуктора.

Из предыдущих расчетов имеем.

$$F_{t1}=3410 \text{ Н}, \quad F_{r1}=1254 \text{ Н}, \quad F_{a1}=540 \text{ Н}.$$

Сила действующий от ременной передачи на вал редуктора

$$F_6=2255 \text{ Н} \quad d_1=72,727 \text{ мм. } F_{6x}=F_{6y}=F_6 \cdot \sin 45^\circ = 2255 \cdot 0,707 = 1595 \text{ Н}$$

(Если в кинематической схеме задана цепная передача, то берется сила действующий от цепной передачи на вал редуктора F_6 .

В нашем случае $F_6=835,37 \text{ Н}$.

в плоскости XZ

$$\sum M_1 = 0. \quad F_t \cdot l - R_{x2} \cdot 2l + F_{6x} \cdot 3l = 0.$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t1} \cdot l + F_{6x} \cdot 3l}{2l} = \frac{3410 \cdot 85 - 1595 \cdot 255}{170} = 4097,5 \text{ Н}.$$

$$\sum M_2 = 0. \quad R_{x1} \cdot 2l - F_{t1} \cdot l + F_{6x} \cdot l = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t1} \cdot l - F_{6x} \cdot l}{2l} = \frac{3410 \cdot 85 - 1595 \cdot 85}{170} = 907,5 \text{ Н}.$$

$$\text{Проверка: } \sum F_{ix} = 0. \quad (R_{x1} + R_{x2}) - (F_{t1} + F_{6x}) = 0$$

$$907,5 + 4097,5 - 3410 - 1595 = 0$$

в плоскости YZ

$$\sum M_1 = 0. \quad F_z \cdot l - R_a \cdot r_1 + R_{yz} \cdot 2l - F_y \cdot 3l = 0.$$

$$R_{yz} = \frac{-F_z \cdot l - F_a \cdot r + F_y \cdot 3l}{2l} = \frac{-1254 \cdot 85 - 540 \cdot 36,5 + 1595 \cdot 255}{170} =$$

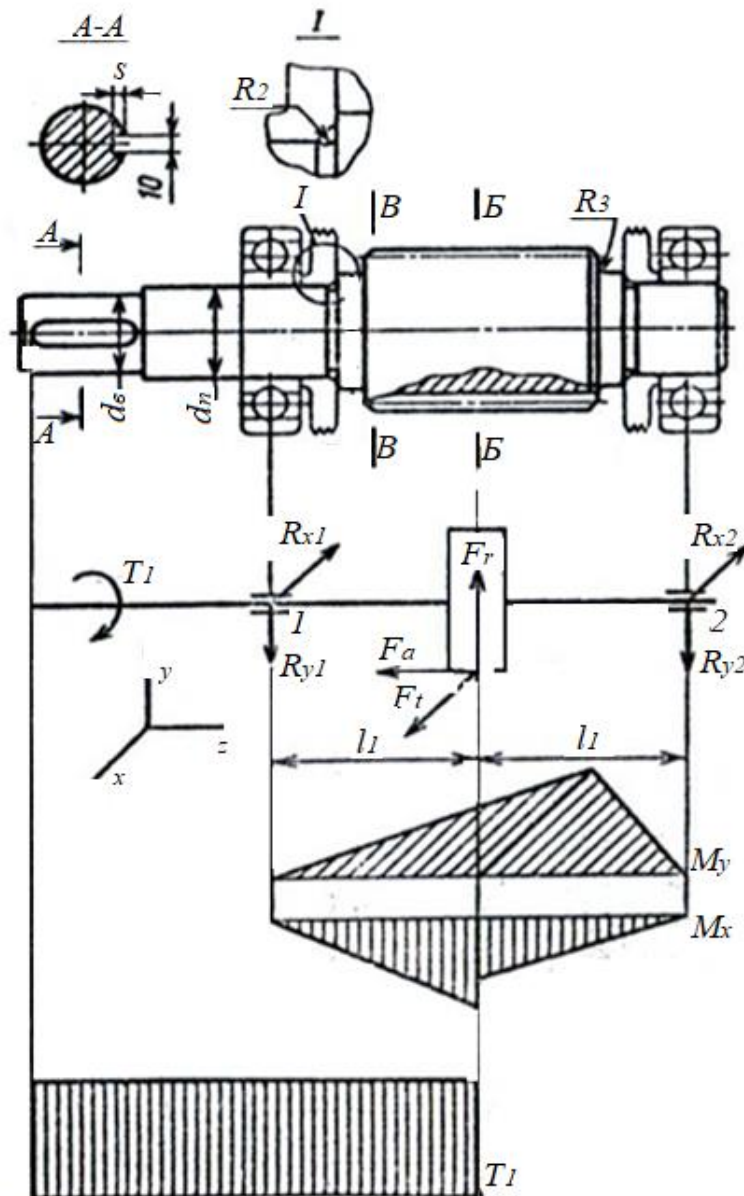
$$= \frac{-106590 + 19710 + 406725}{170} = \frac{280425}{170} = 1649,5 \text{ H.}$$

$$\sum M_2 = 0. \quad -R_{y1} \cdot 2l + F_z \cdot l + F_a \cdot r_1 + F_y \cdot l = 0$$

$$R_{y1} = \frac{F_r \cdot l - F_a \cdot r_1 - F_y \cdot l}{2l} = \frac{1254 \cdot 85 - 540 \cdot 36,5 + 1595 \cdot 85}{170} =$$

$$\frac{106590 - 19710 + 135575}{170} = \frac{-48695}{170} = 1308,5 \text{ H}$$

Проверка: $\sum F_{iy} = 0 \quad -1308,5 + 1254 + 1649,5 - 1595 = 0$



Суммарные реакции

$$P_{z1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{907,5^2 + 1308,5^2} = 1592,4 \text{ Н}$$

$$P_{z2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{4097,5^2 + 1649,5^2} = 4417 \text{ Н}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 2. Намечаем радиальные подшипники 307: $d_n=35 \text{ мм}$; $D=80 \text{ мм}$; $B=21 \text{ мм}$; $C=33,2 \text{ кН}$; и $C_0=18 \text{ кН}$.

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле $P_e = (XVP_{r1} + YP_a)K_\delta K_T$ в которой радиальная нагрузка $P_{r1}=1592,4 \text{ Н}$, осевая нагрузка $P_a=F_a=540 \text{ Н}$, $V=1$ (вращается внутреннее кольцо); коэффициент безопасности для ленточных конвейеров $K_\delta=1$ и $K_T=1$

Значение коэффициента K_δ

Нагрузка на подшипник	K_δ	Примеры использования
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,0-1,2	Прецизионные зубчатые передачи, металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных), блоки, электродвигатели малой и средней мощности, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременная перегрузка до 150 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,3-1,5	Буксы рельсового подвижного состава, зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности, редукторы всех конструкций, винтовые конвейеры
То же, в условиях повышенной надежности	1,5-1,8	Центрифуги, мощные электрические машины, энергетическое оборудование
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 %	1,8-2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности, дробилки копры, кривошипно-шатунные механизмы,

номинальной (расчетной) нагрузки		валки прокатных станов, мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % номинальной (расчетной) нагрузки	2,5-3,0	Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы, рабочие рольганги у крупносортовых станов, блюмингов и слябингов

Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника $^{\circ}C$	125	150	175	200	225	250	350
Температурный коэффициент K_T	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,45

Отношение

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{540}{18000} = 0,03;$$

этой величине соответствует $e \approx 0,23$.

Отношение

$$\frac{P_a}{P_{r1}} = \frac{540}{1592,4} = 0,339 > e; \quad X = 0,56, \quad Y = 1,88$$

Значить

$$P_e = (0,56 \cdot 1 \cdot 1592,4 + 1,88 \cdot 540) = 1906,9 \approx 1907 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, млн.об.

$$L = \left(\frac{C}{P_e} \right)^3 = \left(\frac{32,2 \cdot 10^3}{1907} \right)^3 = (16,89)^3 = 4818,245 \text{ млн.об.}$$

Расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{4818,245 \cdot 10^6}{60 \cdot 365} = \frac{4818245000}{21900} =$$

220011,19 ч \approx 220 \cdot 10³ ч что больше установленных

Ведомый вал.

Из предыдущих расчетов:

$$F_t = 3410 \text{ Н} \qquad F_a = 540 \text{ Н}, \qquad F_{r2} = 1254 \text{ Н}$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{327,273}{2} = 163,6 \text{ мм} \quad l_1 = l_2 = 85 \text{ мм}$$

Определяем реакции опор:

в плоскости xz:

$$\sum M_1 = 0 \qquad F_t \cdot l - R_{x2} \cdot 2l = 0$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t2} \cdot l}{2l} = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{3410}{2} = 1705 \text{ Н}$$

$$R_{x1} = R_{x2} = 1705 \text{ Н} \quad (\text{симметричное расположение})$$

в плоскости xy:

$$\sum M_1 = 0 \quad F_r \cdot l - F_a \cdot r_2 - R_{y2} \cdot 2l = 0$$

$$R_{y2} = \frac{F_r l - F_a \cdot r_2}{2l} = \frac{1254 \cdot 85 - 540 \cdot 163,5}{2 \cdot 85} = \frac{106590 - 88290}{170} = 107,6 \text{ Н}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad -F_r \cdot l - F_a \cdot r_2 + R_{y1} \cdot 2l = 0$$

$$R_{y1} = \frac{F_r l + F_a \cdot r_2}{2l} = \frac{1254 \cdot 85 + 540 \cdot 163,5}{2 \cdot 85} = \frac{194880}{170} = 1145,4 \text{ Н}$$

Проверка:

$$\sum y = 0 \quad R_{y1} + R_{y2} - F_r = 1146,4 + 107,6 - 1254 = 0$$

Суммарные реакции

$$R_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1075^2 + 1145,4^2} =$$

$$= \sqrt{1155625 + 1314232,96} = \sqrt{2469857,96} = 1571,6 \text{ Н}$$

$$R_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1075^2 + 107,6^2} =$$

$$= \sqrt{1155625 + 11577,76} = \sqrt{1167202,76} = 1080,4 \text{ Н}$$

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре 1
 $R_{r1}=1571,5 \text{ Н}$.

Шариковые радиальные подшипники 311 средней серии
 $d_n=55 \text{ мм}$. $D=120 \text{ мм}$, $B=29 \text{ мм}$, $C=65,8 \text{ кН}$, $C_0=36,0 \text{ кН}$

Отношение

$$\frac{P_a}{C_0} = \frac{F_a}{C_0} = \frac{540}{36000} = 0,015;$$

этой величине соответствует $e=0,32$

Отношение

$$\frac{P_a}{P_{r2}} = \frac{540}{1571,5} = 0,344 > e. \quad \text{Значить } X=0,56, Y=1,35.$$

Поэтому

$$P_e = P_{l2} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 1571,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1571,5 / \text{Н}$$

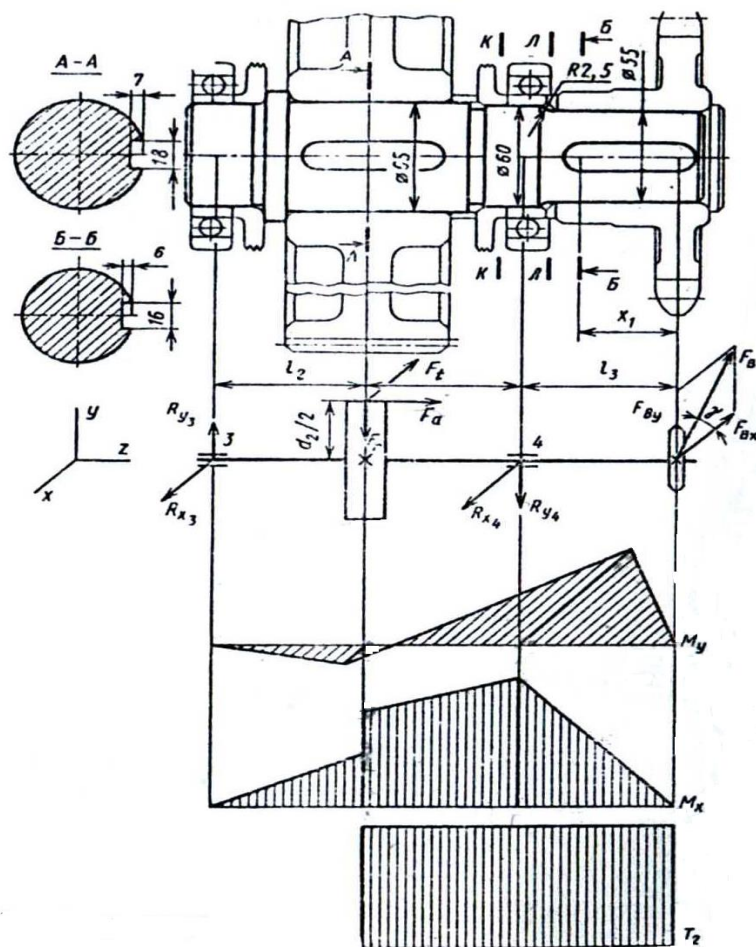
Расчетная долговечность, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_e} \right)^3 = \left(\frac{65800}{1571,5} \right)^3 = (41,87)^3 = 73402 \text{ млн.об.}$$

Расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{73402}{60 \cdot 81,1} = 15084,669 \text{ ч} \approx 15100000 \text{ ч}$$

Здесь $n = 81,1 \text{ об / мин}$ частота вращения ведомого вала



Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 36000 ч. но не должен быть менее 10000 ч (минимальная долговечность подшипника). В нашем случае подшипники ведущего вала (307) имеют ресурс $L_h = 220 \cdot 600 \text{ ч}$, а подшипники ведомого вала (311) $L_h = 15100000 \text{ ч}$.

11. Второй этап компоновки редуктора

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей. Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчиваем шестерню и колеса по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

– наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстояние l_1 ($l_1 = 85 \text{ мм}$). Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения (можно вычерчивать одну половину подшипника, а второй половины нанести габариты);

– между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчиваем мазеудерживающие кольца. Их торцы должны выступать внутрь корпуса на 1-2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливаем на тот же диаметр, что и подшипники ($\phi = 35 \text{ мм}$). Фиксация их в осевом направлении осуществляется заплечиками вала и торцами внутренних колец подшипников;

– вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной $\approx 1 \text{ мм}$) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует вырыв на плоскости разъема.

Войлочные и фетровые уплотнения применяют главным образом в узлах, заполненных пластичной смазкой. Уплотнение манжетного типа широко используют как при пластичных, так и при жидких смазочных материалах;

– переход вала $\phi = 35 \text{ мм}$ к присоединительному концу $\phi = 32 \text{ мм}$ выполняют на расстоянии 10 – 15 мм от торца крышки подшипника.

В нашем случае на это место устанавливается ведомой шкив ременной передачи. При этом ступица шкива не задевала за головки болтов крепления крышки. Длина присоединительного конца вала $\phi = 32 \text{ мм}$ определяется длиной ступицы ведомого шкива.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. При этом обратим внимание на следующие особенности:

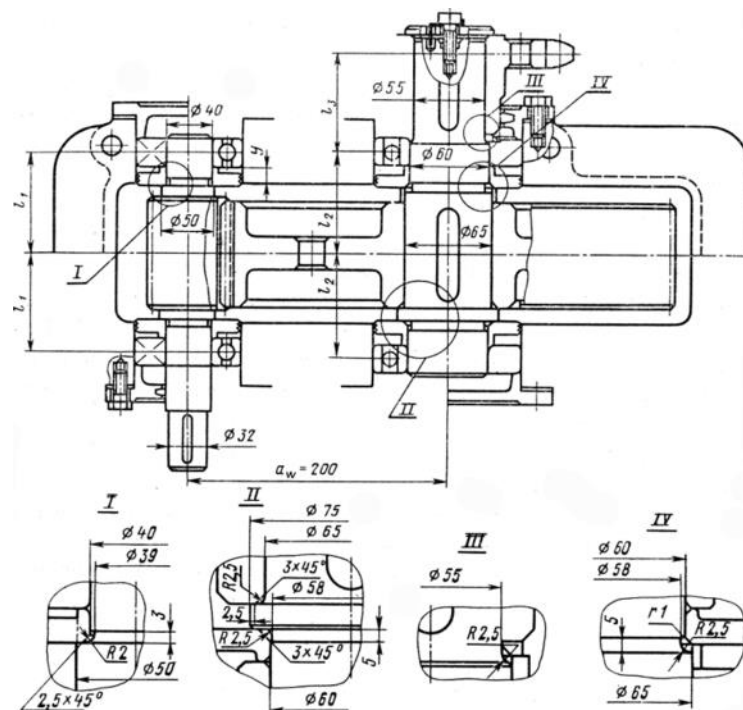
– для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки – с другой; место перехода вала от $\varnothing=55$ мм к $\varnothing=60$ мм смещаем на 2-3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца к торцу втулки;

– отложив от середины редуктора расстояние l_2 , ($l_2 = 85$ мм) проводим осевые линии и вычерчиваем подшипники ведомого вала;

– вычерчиваем мазеудерживающие кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами;

– откладываем расстояние l_3 ($l_3 = 85$ мм) и вычерчиваем концовку вала, где будет установлен полумуфта;

Переход от $\varnothing=60$ мм к $\varnothing=55$ мм смещаем на 2-3 мм внутрь подшипника с тем, чтобы вал не выступал за пределы редуктора на большую длину.



На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчиваем шпонки, принимая их длины на 5-10 мм меньше длин ступицы.

Непосредственным измерением уточняем расстояние между опорами и расстояния, определяющие положение зубчатых колес и звездочки (шкив, полумуфты) относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняем реакции опор и вновь проверяем долговечность подшипников.

12. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпонки призматические со скругленными торцами Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок – по ГОСТ 23360–78
Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условие прочности по формуле

$$\ll \sigma_{см}^{\max} \approx \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}]$$

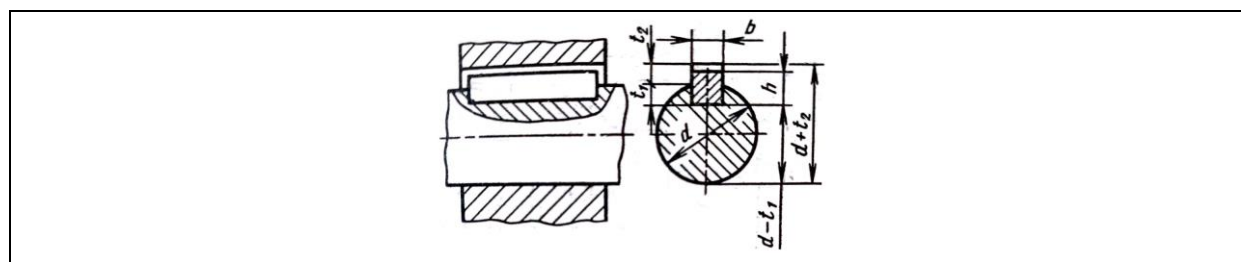
Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 50 \dots 70 \text{ МПа}$. при чугунной $[\sigma_{см}] = 50 \dots 70 \text{ МПа}$.

Ведущий вал: $d=32 \text{ мм}$, $b \times h=10 \times 8 \text{ мм}$. $t_1=5 \text{ мм}$, длина шпонки $l=35 \text{ мм}$ (при ременной передаче и $l=70 \text{ мм}$, при цепной передаче)

Крутящий момент на ведущем валу $T_2=124 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} = \frac{2 \cdot 124 \cdot 10^3}{32(8-5)(45-10)} = 73,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала d (мм)	Сечение шпонки b $\times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		вала t_1	втулки t_2	
от 10 до 12	4 x 4	2,56	1,8	0,08÷0,16
от 12 до 17	5 x 5	3,0	2,3	0,16÷0,25
от 17 до 22	6 x 6	3,5	2,8	
от 22 до 30	8 x 7	Продолжение таблицы		
от 30 до 38	10 x 8	5,0	3,3	0,25-0,40
от 38 до 44	12 x 8	5,0	3,3	
от 44 до 50	14 x 9	5,5	3,8	
от 50 до 58	16 x 10	6,0	4,3	
от 58 до 65	18 x 11	7,0	4,4	
от 65 до 75	20 x 12	7,5	4,9	0,40-0,60
от 75 до 85	22 x 14	9,0	5,4	
от 85 до 95	25 x 14	9,0	5,4	
от 95 до 110	28 x 16	10,0	6,4	

Примечание: -длину шпонки выбирают из ряда:
6;8;10;12;14;16;18;20;25;28;32;36;40;45;50;56;63;70;80;90;100;110;125;140;160;180;200....(до500);
– материал шпонок -сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа;
примеры условного обозначения шпонок:
– исполнение 1: $b \times h = 20 \times 12$, длина 90 мм
Шпонка 20 x12 x 90 ГОСТ 23360-78.
То же, исполнение 2: Шпонка 22 x 12 x 90 ГОСТ 23360-78.

Ведомый вал. Из двух шпонок – под зубчатым колесом и под полумуфтой – более нагружена вторая (меньше диаметр вала и поэтому меньше размеры поперечного сечение шпонки). Проверяем шпонку под полумуфтой $d=50\text{мм}$; $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$; $t_1=6 \text{ мм}$; длина шпонки $l=75 \text{ мм}$. (для случая $l_3=85\text{мм}$)

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_3}{d(h - t_1)(l - b)} = \frac{2 \cdot 588 \cdot 10^3}{50(10 - 6)(75 - 16)} = 99,66 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Условия $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$ выполнена.

13. Уточненный расчет валов

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяется по симметричному циклу, а касательные от кручения – по отнулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности s для опасных сечений и сравнения их с требуемыми (допускаемыми) значениями $[s]$. Прочность соблюдена при $s \geq [s]$.

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведущий вал: Материал вала тот же, что и для шестерни (шестерня выполнена заодно с валом), т.е. сталь 45, термическая обработка – улучшение.

При диаметре заготовки до 90 мм (в нашем случае $d_{a1}=78,727$ мм) среднее значение $\sigma_e = 780$ МПа.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_e = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа}$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 193 \text{ МПа.}$$

Сечение А-А. Это сечение при передачи вращающего момента от электродвигателя через шкив рассчитываем на кручение. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности

$$S = S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}$$

где амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла

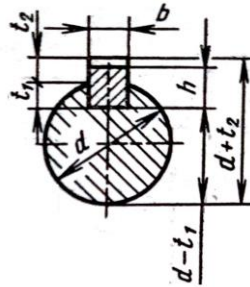
$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_2}{2W_{k_{\text{netto}}}}$$

Для сечения А-А при $d=32$ мм, $b=10$ мм, $t_1=5$ мм

$$W_{K_{\text{NETTO}}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 32^3}{16} - \frac{10 \cdot 5(32-5)}{2 \cdot 32} = 5,88 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{124 \cdot 10^3}{2 \cdot 5,88 \cdot 10^3} = 10,54 \text{ МПа.}$$

Значение k_{σ} и k_{τ} для валов с одной шпоночной канавкой



Коэффициенты	σ_b , (МПа)				Примечание:
	600	700	800	900	
k_{σ}	1,6	1,75	1,80	1,90	$W_{K_{\text{NETTO}}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
k_{τ}	1,5	1,6	1,7	1,9	$W_{\text{NETTO}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$

Значение ε_{σ} и ε_{τ}

Сталь		Диаметр вала						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ε_{σ}	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,654	0,59	0,52
Легированная	ε_{σ} , ε_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,654	0,59	0,52

Принимаем $k_{\tau}=1,68$, $\varepsilon_{\tau}=0,76$ и $\psi_{\tau}=0,1$.

$$S = S_{\tau} = \frac{193}{\frac{1,68}{0,76} \cdot 10,54 + 0,1 \cdot 10,54} \approx 5,67$$

ГОСТ 16162-78 указывает на то, чтобы конструкция редукторов предусматривала возможность восприятия радиальной нагрузки, приложенной в середине посадочной части вала. Величина этой нагрузки для одноступенчатых зубчатых редукторов на быстроходном валу должна быть

$$2,5\sqrt{T_b} \text{ при } 25 \cdot 10^3 \text{ Нмм} < T_b < 250 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

Приняв у ведущего вала длину посадочной части под шкив равной ширины шкива $B_{\text{шк}}=63 \text{ мм}$. (при варианте цепной передачи – длине ступице звездочки $l_{\text{зв}}=70 \text{ мм}$) и для диаметра вала $d=32 \text{ мм}$, получим изгибающий момент в сечении А-А от консольной нагрузки.

$$M = 2,5\sqrt{T_b} \cdot \frac{63}{2} = 2,5\sqrt{124 \cdot 10^3} \cdot \frac{63}{2} = 27,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{335}{\frac{1,8}{0,87} 9,7} = 16,6$$

Результирующий коэффициент запаса прочности

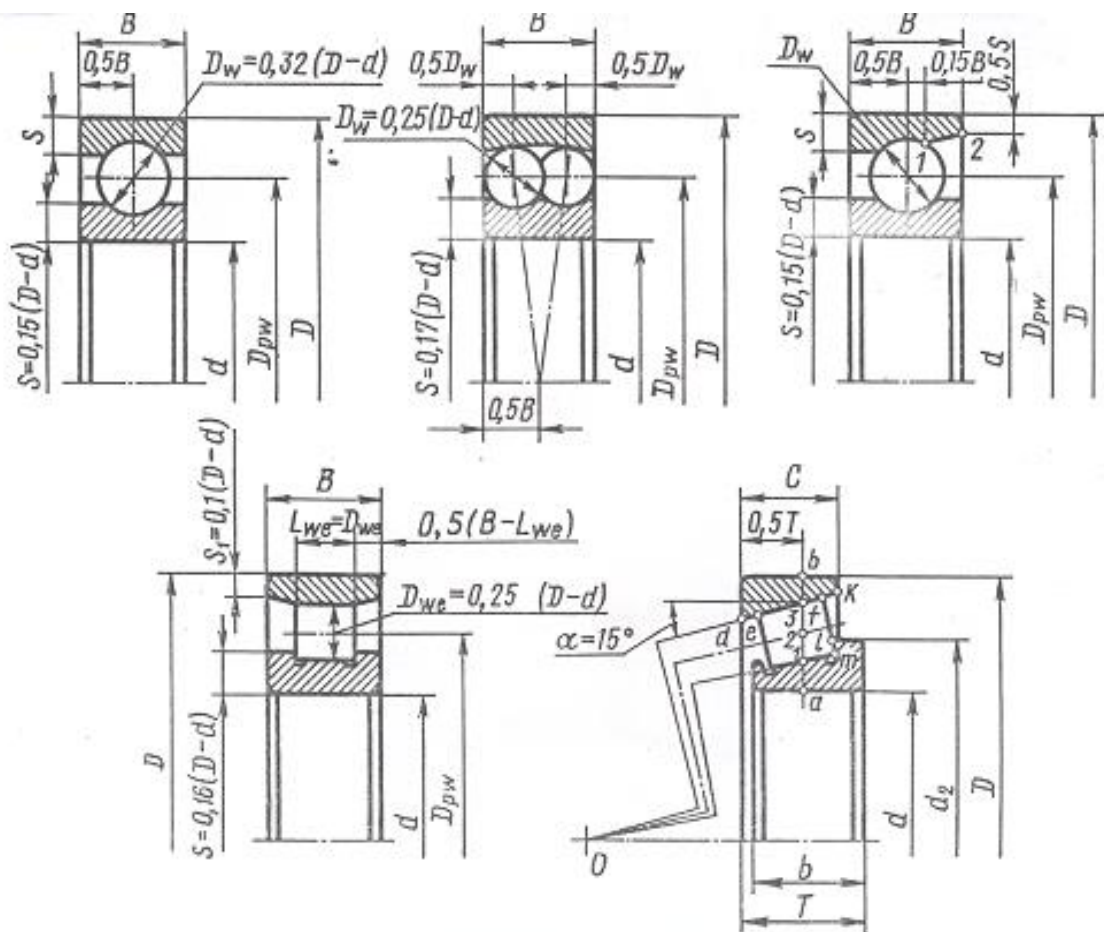
$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{16,6 \cdot 5,67}{\sqrt{16,6^2 + 5,67^2}} = 5,36$$

(Аналогично проводят уточненный расчет ведомого вала)

14. Вычерчивание редуктора

Редуктор вычерчивают в двух проекциях на листе формата Ф1 (594x841мм) в масштабе 1:1 с основной надписью и спецификаций.

Размеры для черчения подшипников



15. Посадки зубчатого колеса, шкива (звездочки) и подшипников

Посадки назначаем в соответствии с указаниями по таблице
Посадки основных деталей передач

<i>Рекомендуемые посадки</i>	<i>Пример соединения</i>
<i>H7/r6; H7/r6</i>	<i>Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках</i>
<i>H7/p6; H7/r6</i>	<i>Зубчатые и червячные колеса и зубчатые муфты на валы: венцы червячных колес на центр</i>
<i>H7/n6; H7/m6; H7/k6</i>	<i>Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазеудерживающие кольца</i>
<i>H7/js6; H7/h6; H7/h7</i>	<i>Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки</i>
<i>H7/r6</i>	<i>Муфты при тяжелых ударных нагрузках</i>
<i>H7/js6; H7/h6</i>	<i>Шкивы и звездочки</i>
<i>H8/h8</i>	<i>Распорные кольца; сальники</i>
<i>Отклонение вала k6</i>	<i>Внутренние кольца подшипников качения на валы</i>
<i>Отклонение отверстия H7</i>	<i>Наружные кольца подшипников качения в корпус</i>
<i>Отклонение вала t6; n6</i>	<i>Внутренние кольца подшипников качения свыше 100 мм при тяжелых ударных нагрузках</i>

Посадка зубчатого колеса на вал *H7/p6* по ГОСТ 25347-82

Посадка шкива (звездочки цепной передачи) на вал редуктора *H7/h6*

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала *k6*. Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по *H7*.
Остальные посадки назначаем, пользуясь данными таблицы

16. Выбор сорта масла

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяем из расчета $0,25 \text{ дм}^3$ масла на 1 кВт передаваемой мощности:

Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания зубчатых передач при 50°C

Контактные напряжения σ_H (МПа)	Кинематический вязкость, ($10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), при окружной скорости $v=(\text{м}/\text{с})$		
	до 2	от 2 до 5	Свыше 5
до 600	34	28	22
от 600 до 1000	60	50	40
от 1000 до 1200	70	60	50
<i>Рекомендуемые значения вязкости масел для смазывания червячных передач при 100°C</i>			
до 200	25	20	15
от 200 до 250	32	25	18
от 250 до 300	40	30	23
<i>Масла, применяемые для смазывания зубчатых и червячных передач</i>			
Сорт масла	Марка	Кинематическая вязкость, ($10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$)	
Индустриальное	И-12А	10-14	
	И-20А	17-23	
	И-25А	24-27	
	И-30А	28-33	
	И-40А	35-45	
	И-50А	47-55	
	И-70А	65-75	
	И-100А	90-118	
Авиационное	МС-14	14	
	МК-22	22	
	МС-20	20,5	
Цилиндровое	52	44-59	

При контактных напряжениях $\sigma_H=129 \text{ МПа}$ и скорости $v=1,39 \text{ м/с}$ рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна $15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

По таблице принимаем масло индустриальное И-12А. Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1 периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

17. Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

- на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80-100°C;

- в ведомый вал закладывают шпонку 18x11x70 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

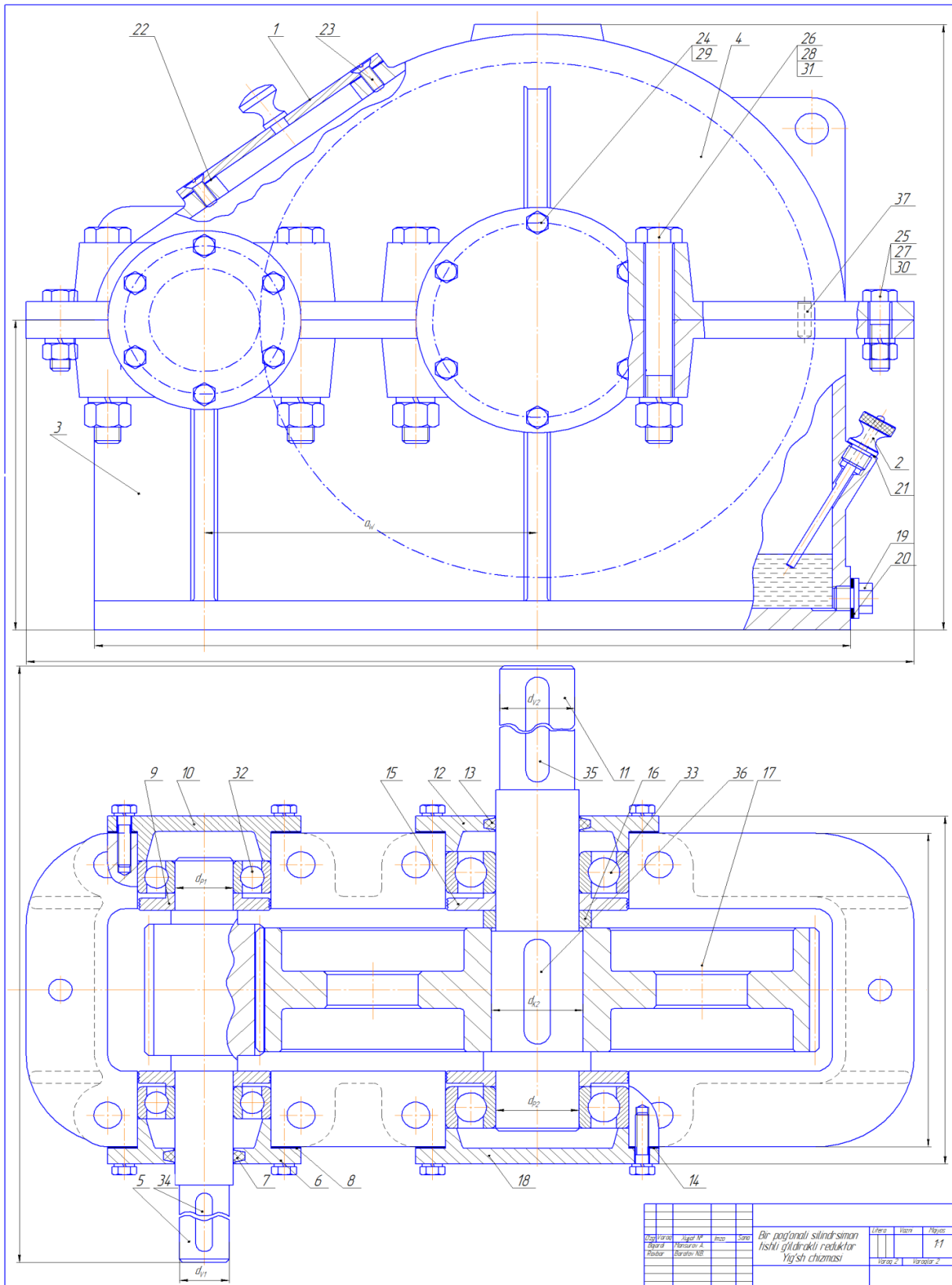
Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку, устанавливают звездочку и закрепляют ее торцовым креплением; винт торцового крепления стопорят специальной планкой.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

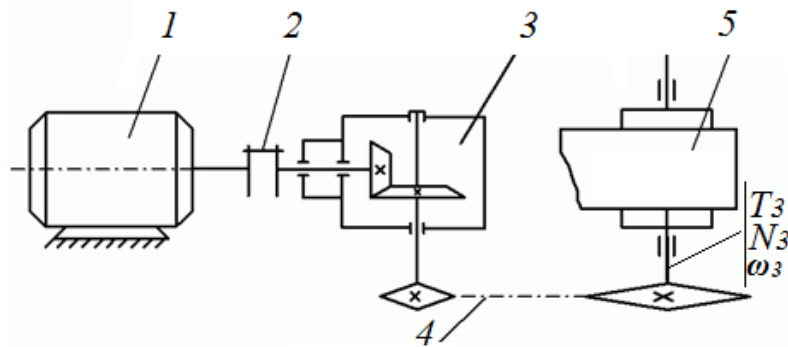


Листовой	Формат Зона	Листов	Обозначение	Наименование	Число	Примечание
Специл				<u>Документация</u>		
				<u>Сборочный чертеж</u>		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1		Крышка смотрового окна	1	Ст4-15
		2		Маслоуказатель жезловый	1	Сталь3
				<u>Детали</u>		
		3		Корпус редуктора	1	Ст4-15
		4		Крышка корпуса	1	Ст4-15
		5		Вал-шестерня ведущий	1	Сталь45
		6		Крышка подш. сквозная	1	Ст4-15
		7		Манжета	1	Войлок
		8		Прокладка	2	Картон
		9		Кольцо мазеудерживающее	2	Сталь3
		10		Крышка подш. глухая	1	Сталь3
		11		Вал ведомый	1	Ст4-15
		12		Крышка подш. сквозная	1	Сталь45
		13		Манжета	1	Войлок
		14		Прокладка	2	Картон
		15		Кольцо мазеудерживающее	2	Сталь3
	16		Втулка	1	Сталь3	
	17		Колесо зубчатое цилиндрическое	1	Сталь45	
	18		Крышка подш. глухая	1	Сталь45	
	19		Пробка	1	Ст4-15	
			<i>Курсовой проект по детали машин</i>			
Итого в специ	Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	
	Разработал					Литера
	Принял					У
	Нормо контро					Лист
Утв.						Листов
<i>Редуктор одноступенчатый цилиндрический</i>						

Копировал

Формат А4

Проектирование привода с одноступенчатым коническим прямозубым редуктором и цепной передачей



Привод ленточного конвейера с коническим редуктором и цепной передачей:

1-электродвигатель, 2-муфта, 3-одноступенчатый редуктор, 4-цепная передача, 5-лента конвейерная.

Спроектировать одноступенчатый горизонтальный конический прямозубый редуктор и цепную передачу для привода к ленточному конвейеру.

Исходные данные для проектирования: Мощность на валу ленточного конвейера $N_3 = 8 \text{ кВт}$, угловая скорость $\omega_3 = 8,5 \text{ рад/с}$.

Редуктор нереверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа односменная; валы установлены на подшипниках качения.

Расчет и конструирование

I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

КПД пары конических зубчатых колес $\eta_{ред} = 0,97$;

коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения, $\eta_{под} = 0,99$;

КПД открытой цепной передачи $\eta_{у.н} = 0,92$; коэффициент, учитывающий потери в опорах вала приводного барабана, $\eta_{он} = 0,99$.

Общий КПД привода

$$\eta_{об} = \eta_{ред} \cdot \eta_{нод}^3 \cdot \eta_{у.н} = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 0,869 = 0,87$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$N_1 = N_{дв} = \frac{N_3}{\eta_{об}} = \frac{8}{0,87} = 9,19 \text{ кВт}$$

Определяем частоту вращения вала барабана ленточного конвейера

$$n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} = \frac{30 \cdot 8,3}{3,14} = 79,3 \text{ об / мин}$$

По таблице по требуемой мощности $N_e = 9,19 \text{ кВт}$ выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А160М8УЗ с параметрами $N_{дв} = 11 \text{ кВт}$; $n_{дв} = 730 \text{ об / мин}$.
Угловой скоростью вала двигателя

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,4 \text{ рад / с}$$

Общее передаточное отношение привода

$$i = \frac{\omega_{дв}}{\omega_3} = \frac{76,4}{8,3} = 9,2$$

Номинальные значения передаточных чисел и конической зубчатой передачи по ГОСТ 12289-76 (1,12);1,25;(1,40);1,6 (1,80);2,00;(2,24);2,50;(2,80);3,15;(3,55);4,00;(4,50);5,00;(5,60);6,30.

Примечание: предпочтительными являются значения без скобки.

Из таблицы передаточную число конической передачи принимаем $u=3,15$; тогда для цепной передачи

$$u_{ц.п} = \frac{i}{u_p} = \frac{9.2}{3.15} = 2.92.$$

Частота вращения и угловые скорости валов редуктора и приводного барабана:

$$n_1 = n_{об} = 730 \text{ об / мин}$$

$$\omega_{об} = 76.4 \text{ рад / с}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_p} = \frac{730}{3.15} = 231.74 \text{ об / мин}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_p} = \frac{76.4}{3.15} = 24.25 \text{ рад / с}$$

$$n_3 = 79.3 \text{ об / мин}$$

$$\omega_3 = 8.3 \text{ рад / с}$$

Вращающие моменты:

на валу шестерни

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{11 \cdot 10^3}{76.4} = 143,979 \text{ Н} \cdot \text{м} = 143979 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

на валу колеса

$$T_2 = T_1 \cdot u_p = 143979 \cdot 3,15 = 503926 \text{ Н} \cdot \text{мм} \approx 504 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

II. Расчет зубчатых колес редуктора

Примем для шестерни и колеса одну и ту же марку стали с различной термообработкой (полагая, что диаметр заготовки шестерни не превысит 120 мм).

По таблице принимаем для шестерни сталь 40Х улучшенную с твердостью *HB* 270; для колеса сталь 40Х улучшенную с твердостью *HB* 245.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{[S]} = \frac{560 \cdot 1}{1.15} = 485 \text{ МПа}$$

Здесь принято для колеса

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа.}$$

При длительной эксплуатации коэффициент долговечности $K_{HL} = 1$.

Коэффициент безопасности примем $[S_H] = 1,15$.

Коэффициент $K_{H\beta}$ при консольном расположении шестерни $K_{H\beta} = 1,35$

Коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию $\psi_{bRe} = b / R_e \leq 0,3$. По рекомендации ГОСТ 12289-76 принимаем $\psi_{bRe} = 0,285$

Внешней делительный диаметр колеса

$$\begin{aligned} d_{e2} &= K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u_p}{[\sigma_H]^2 (1 - 0.5\psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}} = 99 \sqrt[3]{\frac{504 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,15}{485^2 (1 - 0.5 \cdot 0.285)^2 \cdot 0.285}} = \\ &= 99 \sqrt[3]{1314890.01} = 99 \cdot 3.34 = 330,66 \text{ мм} \approx 330 \text{ мм} \end{aligned}$$

Диаметр внешней делительной окружности по ГОСТ 12289-76 (мм): 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (145); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 11200; 1250; 1400; 1600. (примечание: предпочтительными являются значения без скобки).

здесь для прямозубых колес $K_d = 99$; передаточное число $u_p = 3,15$. Принимаем стандартное значение $d_{e2} = 355 \text{ мм}$

Примем число зубьев шестерни $Z_1 = 25$

Число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_r = 25 \cdot 3.15 = 78.75,$$

принимаем $Z_2 = 79$.

Тогда

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{79}{25} = 3.16$$

Отклонение от заданного

$$\frac{u - u_r}{u_r} \cdot 100\% = \frac{3.16 - 3.15}{3.15} \cdot 100\% = 0.32\% .$$

Это меньше установленных ГОСТ 12289 3%.

Внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2} = \frac{355}{79} = 4.49 \text{ мм} = 4.5 \text{ мм}.$$

(округлить m_e до стандартного значения конические колес не обязательно)

Уточняем значение

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 4.5 \cdot 79 = 355,5 \text{ мм}.$$

Отклонение от стандартного значения составляет

$$\frac{355.5 - 355}{355} \cdot 100\% = 0.14\%,$$

что допустимо, так как менее допускаемых 2 %.
Углы делительных конусов.

$$\operatorname{ctg} \delta_1 = u = 3.16; \delta_1 = 17^\circ 34' \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17^\circ 34' = 72^\circ 26'$$

Внешнее конусное расстояние R_e и длина зуба b :

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 4,5 \sqrt{25^2 + 79^2} = 186,4 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bRc} \cdot R_e = 0,285 \cdot 186,4 = 53,19 \text{ мм}$$

принимаем $b = 54 \text{ мм}$.

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 4.5 \cdot 25 = 112.5 \text{ мм}$$

Средний делительный диаметр шестерни

$$d_e = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1 = 2(186,4 - 0,5 \cdot 54) \sin 17^\circ 34' = 96,118 \text{ мм}$$

Внешние диаметры шестерни и колеса (по вершинам зубьев)

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 112,5 + 2 \cdot 4,5 \cdot \cos 17^\circ 34' = 121,08 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 355,5 + 2 \cdot 4,5 \cdot \cos 72^\circ 26' = 358,32 \text{ мм}$$

Средний окружной модуль

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{91.118}{25} = 3.64 \text{ мм}$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{54}{91.118} = 0.59$$

Средний окружной скорость колес

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{76.4 \cdot 91.118}{2} = 3.48 \text{ м / с}$$

Для конических передач обычно назначают 7-ю степень точности.

Для проверки контактных напряжений определяем коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$$

По таблице при $\psi_{bd}=0,56$, консольном расположении колес и твердости $HV < 350$ коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба, $K_{H\beta} = 1,23$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между прямыми зубьями $K_{H\alpha} = 1,0$.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, для прямозубых колес при $v \leq 5 \text{ м / с}$ $K_{HV} = 1,05$

Таким образом

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1.23 \cdot 1 \cdot 1.05 = 1.29$$

Проверяем контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{bu^2}} =$$

$$\frac{335}{186,4 - 0,5 \cdot 54} \sqrt{\frac{309204 \cdot 1,29 \sqrt{(3,15^2 + 1)^3}}{54 \cdot 3,15^2}}$$

$$= 344 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 485 \text{ МПа}$$

Сила в зацеплении:

окружная $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 98,16 \cdot 10^3}{96,11} = 2042,5 \text{ Н}$

радиальная для шестерни, равна осевой для колеса,

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2042,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos 17^\circ 34' =$$

$$2042,5 \cdot 0,367 \cdot 0,953 = 709,2 \text{ Н}$$

$$\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364, \quad \sin \delta_1 = 0,3015$$

осевая для шестерни, равная радиальной для колеса

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2042,5 \cdot 0,364 \cdot 0,3015 = 224,15 \text{ Н}$$

Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{v_F b m} \leq [\sigma_F]$$

Коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\alpha} K_{Fv}$.

По таблице при $\psi_{bd}=0,56$, консольном расположении колес, валах на роликовых подшипниках и твердости $HV \leq 350$ значения $K_{F\beta} = 1,38$.

По таблице при твердости $HB \leq 350$, скорости $v = 3,48 \text{ м/с}$ и 7-й степени точности $K_{Fv} = 1,45$ (значение взято для 8-й степени точности в соответствии с указанием).

Таким образом $K_F = 1,38 \cdot 1,45 = 2,00$

Y_F – коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

для шестерни

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{17^\circ 34'} = 26$$

для колеса

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{79}{72^\circ 26'} = 262$$

z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

При этом $Y_{F1} = 3,88$ $Y_{F2} = 3,60$

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{[S_F]}$$

из таблицы для стали 40Х улучшенной при твердости $HB \leq 350$
 $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8HB$

для шестерни $\sigma_{F \text{ lim } b_1}^0 = 1,8 \cdot 270 = 490 \text{ МПа}$

для колеса $\sigma_{F \text{ lim } b_2}^0 = 1,8 \cdot 245 = 440 \text{ МПа}$

Коэффициент запаса прочности $[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$

$[S_F]' = 1,75$; для поковок и штамповок $[S_F]'' = 1$.

Тогда

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Допускаемые напряжения при расчёте зубьев на выносливость:

$$\text{Для шестерни} \quad [\sigma_{Fi}] = \frac{490}{1.75} = 280 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса} \quad [\sigma_{F2}] = \frac{440}{1.75} = 250 \text{ МПа}$$

$$\text{Для шестерни отношение} \quad \frac{[\sigma_{Fi}]}{YF_1} = \frac{280}{3.88} = 72.4 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса} \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{YF_2} = \frac{250}{3.60} = 69.9 \text{ МПа}$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса, так как полученное отношение для него меньше. Проверяем зуб колеса:

$$[\sigma_{F2}] = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{v_F \cdot b \cdot m} = \frac{2042.5 \cdot 2.00 \cdot 3.60}{0.85 \cdot 54 \cdot 4.5} = \frac{14706}{195.075} =$$

$$75.4 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа}$$

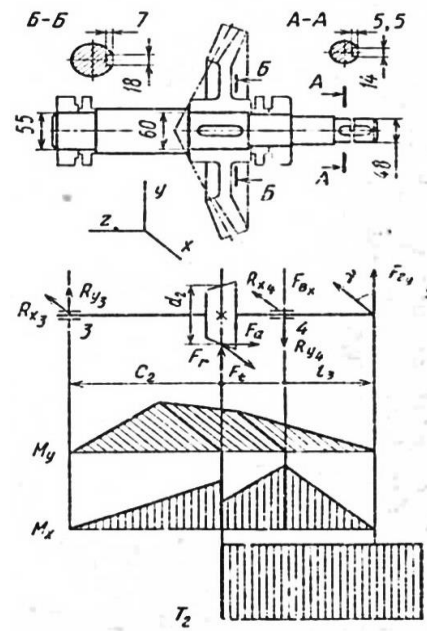
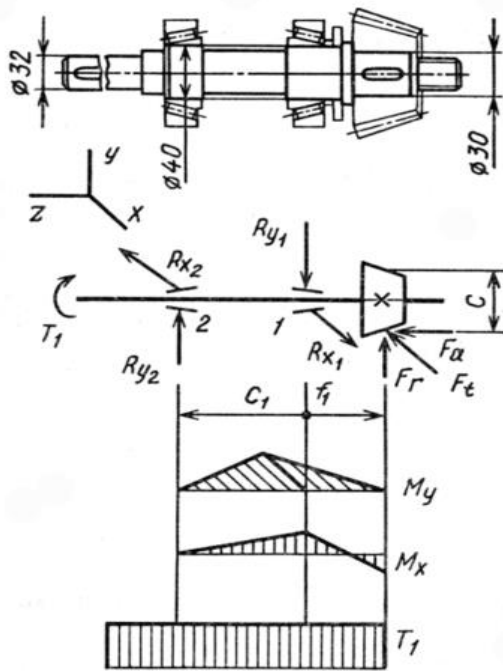
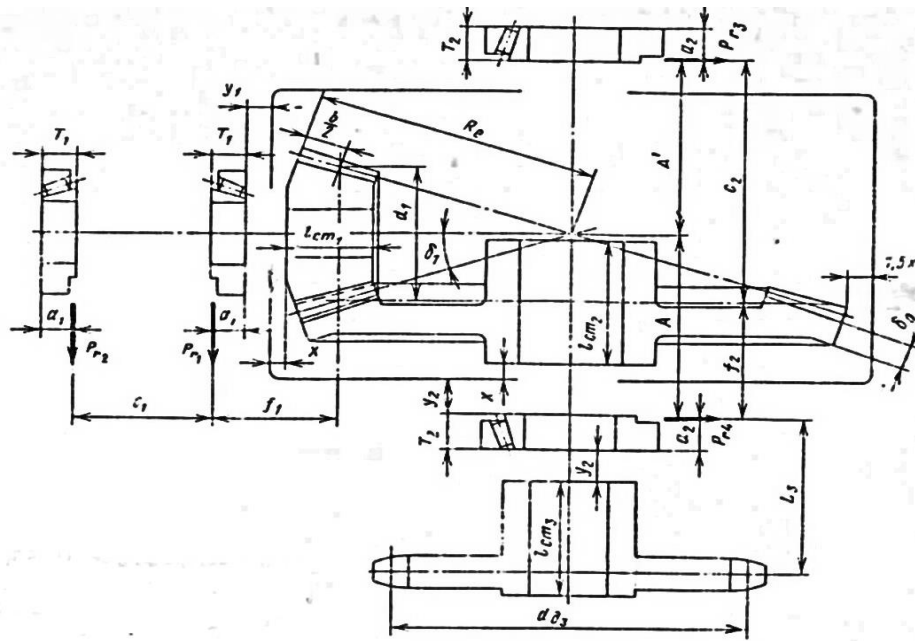
Здесь $v_F = 0.85$ – опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической.

III. Предварительный расчет валов редуктора

Расчет выполняем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям. Крутящие моменты в поперечных сечениях валов:

$$\text{ведущего } T_1 = 98160 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{ведомого } T_2 = T_1 \cdot u = 98160 \cdot 3.16 = 310185.6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$



Ведущий вал.

Диаметр выходного конца при допускаемом напряжении $[\tau_K] = 25 \text{ МПа}$

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.2[\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{98160}{0.2 \cdot 25}} = \sqrt[3]{19632} = 27 \text{ мм}$$

Чтобы ведущий вал редуктора можно было соединить с помощью МУВП с валом электродвигателя ($d_{об} = 42/48$) марки 4А160М8УЗ, с диаметром $d_{об} = 42 \text{ мм}$, принимаем $d_{в1} = 32 \text{ мм}$. Диаметр под подшипниками примем $d_{н1} = 40 \text{ мм}$; диаметр под шестерней $d_{к1} = 30 \text{ мм}$

Ведомый вал.

Диаметр выходного конца $d_{в2}$ определяем при меньшем $[\tau_K] = 20 \text{ МПа}$, чем учитываем влияние изгиба от натяжения цепи:

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{310185,6}{0,2 \cdot 20}} = \sqrt[3]{77546,375} = 42,65 \text{ мм}$$

Примем $d_{в2} = 42 \text{ мм}$. Диаметр под подшипниками $d_{н2} = 50 \text{ мм}$, под зубчатым колесом $d_{к2} = 55 \text{ мм}$.

IV. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса

Шестерня.

Сравнительно небольшие размеры шестерни по отношению к диаметру вала позволяют не выделять ступицу.

Длина посадочного участка (назовем его по аналогии $l_{см}$) $l_{см} = b = 54 \text{ мм}$ примем $l_{см} = 50 \text{ мм}$.

Колесо.

Коническое зубчатое колесо кованое.

Его размеры: $d_{ае2} = 358,32 \text{ мм}$; $b = 54 \text{ мм}$.

Диаметр ступицы

$$d_{см} = 1,6 \cdot d_{к2} = 1,6 \cdot 55 = 88 \text{ мм};$$

длина ступицы

$$l_{cm} = (1.25 \dots 1.5)d_{k2} = (1.2 \dots 1.5)55 = 66 \div 82,5 \text{ мм} ;$$

принимаем $l_{cm} = 80 \text{ мм}$

Толщина обода

$$\delta_o = (3 \div 4)m = (3 \div 4) \cdot 4.5 = 13,5 \div 18 \text{ мм}$$

принимаем $\delta_o = 15 \text{ мм}$.

Толщина диска

$$C = (0,1 \div 0,17)R_e = (0,1 \div 0,17)186,4 = 18,64 \div 31,69 \text{ мм};$$

принимаем $C = 20 \text{ мм}$.

V. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса (δ) и крышки (δ_1)

$$\delta = 0,05R_e + 1 = 0,05 \cdot 186,4 + 1 = 10,3 \text{ мм};$$

принимаем $\delta = 10 \text{ мм}$.

$$\delta_1 = 0,04R_e + 1 = 0,4 \cdot 186,4 + 1 = 7,45 + 1 = 8,45 \text{ мм};$$

принимаем $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Толщина фланцев (поясов) корпуса и крышки: верхнего пояса корпуса и пояса крышки:

$$b = 1,5\delta = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ мм}$$

$$b_1 = 1,5\delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$$

нижнего пояса корпуса

$$p = 2.35\delta = 2.35 \cdot 10 = 23.5 \text{ мм};$$

принимаем $p = 24 \text{ мм}$.

Диаметры болтов:

Фундаментных

$$d_1 = 0,055R_e + 12 = 0,055 \cdot 186,4 + 12 = 22,25 \text{ мм};$$

принимаем фундаментные болты с резьбой $M24$

болтов, крепящих крышку к корпусу у подшипника,

$$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1 = (0,7 \div 0,75)24 = 16,8 \div 18 \text{ мм};$$

принимаем болты с резьбой $M18$;

болтов, соединяющих крышку с корпусом,

$$d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1 = (0,5 \div 0,6)24 = 12 \div 14,4 \text{ мм};$$

принимаем болты с резьбой $M12$.

VI. Расчет параметров цепной передачи

Полный расчет цепной передачи проведен выше. Здесь же определим лишь те параметры, которые нужны для дальнейшего расчета привода.

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь.

Вращающий момент на ведущей звездочке

$$T_3 = T_2 = 310185,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Передаточное число цепной передачи $u_{\text{ц}} = 2,92$

Число зубьев ведущей звездочки

$$Z_3 = 31 - 2 \cdot u_y = 31 - 2 \cdot 2,92 = 25,16 = 25$$

Число зубьев ведомой звездочки

$$Z_4 = Z_3 \cdot u_y = 25 \cdot 2,92 = 73$$

принимаем $Z_4 = 73$.

Тогда

$$u_y = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{73}{25} = 2,92$$

Расчетный коэффициент нагрузки примем $K_3 = 1,25$.

Шаг однорядной цепи

$$t = 2,83 \sqrt{\frac{T_3 \cdot K_3}{Z_3 \cdot [p]}}$$

При $n_2 = 231,74 \text{ об / мин}$ принимаем среднее значение допускаемого давления в шарнирах цепи $[p] = 22 \text{ МПа}$. Тогда

$$t = 2,83 \sqrt{\frac{310,186 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{25 \cdot 22}} = 2,83 \sqrt{704,9 \cdot 10} = 2,8 \cdot 8,89 = 24,919 \text{ мм.}$$

Принимаем по таблице цепь с шагом $t = 25,4 \text{ мм}$. $Q = 60 \text{ кН}$;
 $q = 2,6 \text{ кг / м}$; $A_{on} = 179,9 \text{ мм}^2$ (ГОСТ 13568-75).

Скорость цепи

$$v = \frac{Z_3 \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 231,74}{60 \cdot 10^3} = 2,41 \text{ м / с.}$$

Окружная сила.

$$F_{ци} = \frac{N_2}{v} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{v} = \frac{309204 \cdot 24,25}{2,41} = 3111 \text{ Н}$$

Проверяем давление в шарнире

$$p = \frac{F_{тл} \cdot K_{э}}{A_{ол}} = \frac{3111 \cdot 1,25}{179,7} = 21,64 \text{ МПа};$$

уточняем по таблице допускаемое давление.

$$[p] = 21[1 + 0,01(25 - 17)] = 22,68 \text{ МПа}$$

условия $p \leq [p]$ выполнено.

Межосевое расстояние

$$a_3 = 50 \cdot t = 50 \cdot 25,4 = 1270 \text{ мм} = 1,27 \text{ м}$$

Силы, действующие на цепь:

окружная

$$F_{тл} = 3111 \text{ Н}$$

от центробежных сил

$$F_v = q \cdot v^2 = 2,6 \cdot 2,41^2 = 15,1 \text{ Н}$$

от провисания цепи

$$F_f = 9,81 \cdot \kappa_f \cdot q \cdot a_u = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 2,6 \cdot 1,27 = 48,6 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на валы

$$F_B = F_{тл} + 2 \cdot F_f = 3111 + 2 \cdot 48,6 = 3208 \text{ Н}$$

Диаметр ведущей звездочки:

делительной окружности

$$d_{d3} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_3}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = \frac{25,4}{0,125} = 203,2 \text{ мм.} = 203 \text{ мм.}$$

наружной окружности

$$D_{e3} = t(\operatorname{ctg}) \frac{180^0}{Z_3} + 0,7 - 0,3d_1 = 25,4(\operatorname{ctg} \frac{180^0}{25} + 0,7) -$$

$$-0,3 \cdot 15,88 = 25,4(8,105 + 0,7) - 0,3 \cdot 15,88 = 218,8 \text{ мм}$$

где $d_1 = 15,88 \text{ мм}$ - диаметр ролика

Проверяем коэффициент запаса цепи на растяжение .

$$S = \frac{Q}{F_{ц} k_D + F_V + F_f} = \frac{60 \cdot 10^3}{3111 \cdot 1 + 15,1 + 48,6} = 19;$$

это больше, чем требуемой коэффициент запаса $[s] = 9.4$;
следовательно, условия $S \leq [S]$ выполнено.

Размеры ведущей звездочки:

Ступица звездочки

$$d_{СТЗ} = 1,6d_{e2} = 1,6 \cdot 45 = 72 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{СТЗ} = (1,2 \div 1,5)d_{e2} = (1,2 \div 1,5) \cdot 45 = 54 \div 67,5 \text{ мм};$$

принимаем $l_{СТЗ} = 65 \text{ мм}$.

Толщина диска звездочки

$$0,93B_{ВН} = 0,93 \cdot 15,875 = 14,76 = 15 \text{ мм}$$

Здесь $B_{ВН}$ - расстояние между пластинами внутреннего звена
 $B_{ВН} = 15,875 \text{ мм}$

VII. Первый этап компоновки редуктора

Выбираем способ смазывания: зацепление зубчатой пары – окунаем зубчатого колеса в масло; для подшипников пластичный смазочный материал. Раздельное смазывание принято потому, что один из подшипников ведущего вала удален, и это затрудняет

попадание масляных брызг. Кроме того, отдельная смазка предохраняет подшипники от попадания вместе с маслом частиц металла.

Камеры подшипников отделяем от внутренней полости корпуса мазеудерживающими кольцами.

Устанавливаем возможность размещения одной проекция – разрез по осям валов на листе формата А1 (594 x 841 мм). Предпочтителен масштаб 1:1. Проводим посередине листа горизонтальную осевую линию – ось ведущего вала. Намечаем положение вертикальной линии – оси ведомого вала. Из точки пересечения проводим под углом $\delta_1 = 17^{\circ}34'$ осевые линии делительных конусов и откладываем на них отрезки $R_e = 186,4$ мм.

Конструктивно оформляем по найденным выше размерам шестерню и колесо. Вычерчиваем их в зацеплении. Ступицу колеса выполняем несимметричной относительно диска, чтобы уменьшить расстояние между опорами ведомого вала.

Подшипники валов расположим в стаканах.

Намечаем для валов роликоподшипники конические однорядные легкой серии:

Условное обозначение подшипника	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>e</i>
	мм			кН		
7208	40	80	20	46.5	32.5	0.38
7210	50	90	22	56.0	40.0	0.37

Наносим габариты подшипников ведущего вала, наметив предварительно внутреннюю стенку корпуса на расстоянии $x = 10$ мм от торца шестерни и отложив зазор между стенкой корпуса и торцом подшипника $y_1 = 15$ мм (для размещения мазеудерживающего кольца).

При установке радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что радиальные реакции считают приложенными к валу

в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок. Для однорядных конических роликоподшипников

$$a_1 = \frac{T_1}{2} + \frac{(d_1 + D_1)e_1}{6} = \frac{20}{2} + \frac{(40 + 80) \cdot 0,38}{6} = 17,6 = 18 \text{ мм}$$

Размер от среднего диаметра шестерни до реакции подшипника $f = 55 + 18 = 73 \text{ мм}$

Принимаем размер между реакциями подшипников ведущего вала $c_1 = (1,4 \div 2,3) \cdot f_1 = (1,4 \div 2,3) \cdot 73 = 102,2 \div 169,9 \text{ мм}$
примем $c_1 = 125 \text{ мм}$.

Размещаем подшипники ведомого вала, наметив предварительно внутреннюю стенку корпуса на расстоянии $x = 10 \text{ мм}$ от торца ступицы колеса и отложив зазор между стенкой корпуса и торцом подшипника $y_2 = 20 \text{ мм}$ (для размещения мазеудерживающего кольца).

Для подшипников 7210 размер

$$a_2 = \frac{T_2}{2} + \frac{(d_2 + D_2) \cdot e_1}{6} = \frac{22}{2} + \frac{(50 + 90)}{6} \cdot 0,37 = 18,63 = 19 \text{ мм}$$

Определяем замером размер A -от линии реакции подшипника до оси ведущего вала. Корпус редуктора выполним симметричным относительно оси ведущего вала и примем размер $A' = A = 115 \text{ мм}$. Нанесем габариты подшипников ведомого вала.

Замером определяем расстояния $f_2 = \dots \text{мм}$, $c_2 = \dots \text{мм}$ (следует обратить внимание на то, что $A' + A = C_2 + f_2$).

Очерчиваем контур внутренней стенки корпуса, отложив зазор между стенкой и зубьями колеса, равный $1,5 \cdot x$ т. е. 15 мм .

Намечаем положение звездочки (на расстоянии $y_2 = 20$ мм от торца подшипника) и измеряем расстояние от линии реакции ближнего к ней подшипника $l_3 = \dots$ мм.

VIII. Проверка долговечности подшипников

Ведущий вал.

Силы, действующие в зацеплении:

$$F_t = 2042,5H; \quad F_{r1} = F_{a2} = 709,2H \quad \text{и} \quad F_{a1} = F_{r2} = 224,15H$$

Первый этап компоновки дал $f_1 = 73$ мм и $c_1 = 120$ мм. Реакции опор (левую опору, воспринимающую внешнюю осевую силу F_a , обозначим индексом «2»).

В плоскости xz

$$R_{x2} \cdot c_1 = F_t \cdot f_1$$

$$R_{x2} = F_t \frac{f_1}{c_1} = 2042,5 \frac{73}{120} = 1242,5$$

$$R_{x1} \cdot c_1 = F_t (c_1 + f_1)$$

$$R_{x1} = F_t \frac{(c_1 + f_1)}{c_1} = 2042,5 \frac{(120 + 73)}{120} = 2042,5 \frac{193}{120} = 3285,02 H$$

Проверка:

$$R_{x2} - R_{x1} + F_t = 1242,5 - 3285 + 2042,5 = 0$$

В плоскости yz

$$-R_{y2} \cdot C_1 + F_z \cdot f_1 - F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{y2} = \frac{F_r \cdot f_1 - F_a \frac{d_1}{2}}{c_1} = \frac{709,2 \cdot 73 - 709,2 \frac{96,118}{2}}{120} =$$

$$\frac{51771,6 - 10772,42}{120} = 341,65 \text{ H}$$

$$-R_{y1} \cdot c_1 + F_r (c_1 + f_1) - F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{y1} = \frac{F_r (c_1 + f_1) - F_a \frac{d_1}{2}}{c_1} = \frac{709,2 \cdot (120 + 73) - 224,15 \cdot \frac{96,118}{2}}{120} =$$

$$= \frac{136875,6 - 10772,42}{120} = 1050,85 \text{ H}$$

Проверка:

$$R_{y2} - R_{y1} + F_r = 341,65 - 1050,85 + 709,2 \approx 0$$

Суммарные реакции

$$P_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1242,5^2 + 341,65^2} = 1288,62 \text{ H}$$

$$P_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{3285,02^2 + 1050,85^2} = 3449 \text{ H}$$

Осевые составляющие радиальных реакций конических
ПОДШИПНИКОВ

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r2} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 1288,62 = 406,43 \text{ H} \approx 406 \text{ H}$$

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r1} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 3449 = 1087,81 \approx 1088 \text{ H}$$

здесь для подшипников 7208 параметр осевого нагружения
 $e = 0,38$

Осевые нагрузки подшипников.

В нашем случае $S_1 > S_2$; $F_a > 0$; тогда

$$P_{a1} = S_1 = 1088 \text{ H}; P_{a2} = S_1 + F_a = 1088 + 224,15 = 1312,15 \text{ H} \approx 1312 \text{ H}$$

Рассмотрим левый подшипник.

Отношение $\frac{P_{a2}}{P_{r2}} = \frac{1312}{1288,62} = 1,018 > e$, поэтому следует

учитывать осевую нагрузку.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э2}} = (XVPr_2 + YPa_2)K_6K_T;$$

для заданных условий $V = K_6 = K_T = 1$; для конических подшипников при $\frac{P_{a2}}{P_{r2}} > e$ коэффициент $X = 0,4$ и коэффициент

$$Y = 1,565$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э2}} = (0,4 \cdot 1288,62 + 1,565 \cdot 1312) = 2588,72 \text{ Н} \approx 2,59 \text{ кН.}$$

Расчетная долговечность, млн. об

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{э2}}}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{C}{P_{\text{э2}}}\right)^3 \cdot \sqrt[3]{C} =$$
$$\left(\frac{46,5}{2,59}\right)^3 \cdot \sqrt[3]{46,5} = 5783,5 \cdot 2,62 = 15152,77 \approx 15153 \text{ млн.об.}$$

Расчетная долговечность

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{15153 \cdot 10^6}{60 \cdot 730} = 345958,904 \approx 345959 \text{ ч}$$

где $n = n_1 = n_{\text{об}} = 730 \text{ об / мин}$ - частота вращения ведущего вала.

Рассмотрим правый подшипник.

Отношение $\frac{P_{a1}}{P_{r1}} = \frac{1088}{3449} = 0,315 < e$, поэтому при подсчете

эквивалентной нагрузки осевые силы не учитывают.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э1}} = VP_{r1} \cdot K_{\sigma} K_T = 1 \cdot 3449 \cdot 1 \cdot 1 = 3449 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, млн. об

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{э2}}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{46,5}{3,449} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{46,5}{3,449}} =$$

$$2449,45 \cdot 2,38 = 5829,69 \approx 5830 \text{ млн.об.}$$

Расчетная долговечность

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{5830 \cdot 10^6}{60 \cdot 730} = 133105,02 \approx 133105 \text{ ч}$$

Найденная долговечность приемлема.

Ведомый вал .

Из предыдущих расчетов $F_t = 2042,5 \text{ Н}$; $F_{r1} = F_{a2} = 709,2 \text{ Н}$ и $F_{a1} = F_{r2} = 224,15 \text{ Н}$

Нагрузка на вал от цепной передачи $F_B = 3208 \text{ Н}$.

Составляющие этой нагрузки

$$F_{Bx} = F_{By} = F_B \sin \gamma = 3208 \cdot \sin 45^\circ = 3208 \cdot 0,7071 = 2268,37 \approx 2268 \text{ Н}$$

Из первый этап компоновки $f=71 \text{ мм}$, $c_2 = 159 \text{ мм}$ и $f_3 = 100 \text{ мм}$.

Реакции опор (правую опору, воспринимающую внешнюю осевую силу F_a), обозначим четным индексом цифрой 4 и при определении осевого нагружения этот подшипник будем считать «вторым».

(Дальнейший расчет аналогичен расчету ведущего вала.)

IX. Второй этап компоновки редуктора

В развитие первой компоновки здесь вычерчивают валы с насаженными на них деталями; размеры мазеудерживающих колец,

установочных гаек и шайб, крышек и уплотнений и размеры шпонок определяют по таблицам.

Диаметры участков валов под зубчатые колеса, подшипники и прочие назначают в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку.

Взаимное расположение подшипников фиксируем распорной втулкой и установочной гайкой М39 х 1,5 с предохранительной шайбой. Толщину стенки втулки назначают $(0,1 \div 0,15)d_n = (0,1 \div 0,15) \cdot 40 = 4 \div 6$ мм.; принимаем ее равной **6** мм.

Сопряжение мазеудерживающего кольца со смежными деталями вынесено на рисунке (места *I* и *IV*). Мазеудерживающие кольца устанавливают так, чтобы они выходили за торец стакана или стенки внутрь корпуса на 1 – 2 мм.

Подшипники размещаем в стакане, толщина стенки которого $\delta_{сГ} = (0,08 \div 0,12)D = (0,08 \div 0,12)80 = 6,4 \div 9,6$ мм.

где D — наружный диаметр подшипника; примем $\delta_{сГ} = 10$ мм.

$$\delta_{сГ} = 10 \text{ мм.}$$

Для фиксации наружных колец подшипников от осевых перемещений у стакана сделан упор величиной $K = 6$ мм.

У второго подшипника наружное кольцо фиксируем торцовым выступом крышки подшипника через распорное кольцо. Для облегчения посадки на вал подшипника, прилегающего к шестерне, диаметр вала уменьшаем на 0,5–1 мм на длине, несколько меньшей длины распорной втулки.

Очерчиваем всю внутреннюю стенку корпуса, сохраняя величины зазоров, принятых в первом этапе компоновки: $x = 10$ мм, $y_2 = 20$ мм и др.

Используя расстояния f_2 и c_2 , вычерчиваем подшипники (напомним, что радиальные реакции радиально-упорных подшипников считают приложенными к валу в точках, которые сдвинуты от клейменных торцов подшипников на расстояние a).

Для фиксации зубчатое колесо упирается с одной стороны в утолщение вала (см. рис. место II), а с другой - в мазеудерживающее кольцо; участок вала d_k делаем короче ступицы колеса, чтобы мазеудерживающее кольцо упиралось в торец колеса, а не в буртик вала; переход вала от d_k к d_n мм смещен на 2-3 мм внутрь зубчатого колеса.

Наносим толщину стенки корпуса $\delta_k = 10$ мм и определяем размеры основных элементов корпуса.

Определяем глубину гнезда под подшипник $l_r = 1,5T_2 = 1,5 \cdot 22 = 33$ мм ($T_2=22$ мм - ширина подшипника 7210).

Х. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпоночные соединения проверяем на смятие.

Здесь ограничимся проверкой прочности лишь одного соединения, передающего вращающий момент от ведомого вала к звездочке.

Диаметр вала в этом месте $d_{B2} = 48$ мм. Сечение и длина шпонки $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 56$, глубина паза $t_1 = 5,5$ мм по ГОСТ 23360-78.

Момент на звездочке $T_3 = T_2 = 310185,6$ Н·мм.

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{e2} (h - t_1) (l - b)} = \frac{2 \cdot 310185,6}{45 \cdot (9 - 5,5) (56 - 14)} = 93,78 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]$$

XI. Уточненный расчет валов

Так же, как в предыдущей примере, считаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по отнулевому (пульсирующему).

Материал валов – сталь 45 нормализованная; $\sigma_B = 570 \text{ МПа}$.

Пределы выносливости $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 570 = 246 \text{ МПа}$
и $\tau_{-1} = 0,58 \cdot 246 = 142 \text{ МПа}$

У ведущего вала определять коэффициент запаса прочности в нескольких сечениях нецелесообразно; достаточно выбрать одно сечение с наименьшим коэффициентом запаса, а именно сечение в месте посадки подшипника, ближайшего к шестерне. В этом опасном сечении действуют максимальные изгибающие моменты M_y и M_x и крутящий момент $T_z = T_1$.

Концентрация напряжений вызвана запрессовкой внутреннего кольца подшипника на вал.

Изгибающие моменты в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

$$M_y = R_{x2} \cdot c_1 = 1242,5 \cdot 120 = 149100 \approx 149 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_x = R_{y2} \cdot c_1 = 341,65 \cdot 120 = 40998 \approx 41 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Суммарный изгибающий момент

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(41 \cdot 10^3)^2 + (149 \cdot 10^3)^2} = 153,538 \cdot 10^3 \approx 154 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d_{p1}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6,28 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M}{W} = \frac{154 \cdot 10^3}{6,28 \cdot 10^3} = 24,5 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v} = \frac{246}{2,6 \cdot 24,5} = 3,86$$

Здесь принята $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,6$.

Полярный момент сопротивления

$$W_p = \frac{\pi d_{p1}^3}{16} = 2 \cdot W = 2 \cdot 6,28 \cdot 10^3 = 12,56 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{1}{2} \frac{T_2}{W_p} = \frac{309204}{2 \cdot 12,56 \cdot 10^3} = 12,27 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{\tau 1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{142}{2,44 \cdot 12,27 + 0,1 \cdot 12,27} = 4,55$$

здесь $\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot 3,40 + 0,4 = 2,44$, $\psi_\tau = 0,1$

Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{3,86 \cdot 4,55}{\sqrt{3,86^2 + 4,55^2}} = \frac{17,58}{5,97} = 1,27$$

Для обеспечения прочности коэффициент запаса должен быть не меньше $[S] = 1,5 \div 1,7$. Учитывая требования жесткости, рекомендуют $[S] = 2,5 \div 3,0$. Полученное значение $S = 1,27$ недостаточно.

У ведомого вала следовало бы проверить прочность в сечении под колесом $d_{k2} = 55 \text{ мм}$ и под подшипником $d_{n2} = 50 \text{ мм}$ со стороны звездочки. Через оба эти сечения передается вращающий момент $T_2 = 309,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

ХII. Вычерчивание редуктора

Вычерчиваем редуктор в двух проекциях в масштабе 1:1 с основной надписью и спецификацией. Составляем спецификацию.

Укажем некоторые конструктивные особенности проектируемого редуктора.

Подшипники ведущего вала смонтированы в общем стакане.

Рассмотрим, как передается осевая сила. От шестерни осевая сила передается через заплечики вала, мазеудерживающее кольцо, внутреннее кольцо правого подшипника, распорную втулку, левый подшипник, промежуточное кольцо, крышку подшипника и болты. С болтов осевая сила передается на корпус редуктора.

Подшипниковый узел ведущего вала уплотнен с одной стороны мазеудерживающим кольцом, а с другой — манжетным уплотнением.

Подшипники ведомого вала уплотнены так же, как подшипники ведущего вала. Осевая сила от зубчатого колеса передается через мазеудерживающее кольцо на внутреннее кольцо подшипника,

через ролики на наружное кольцо, далее через промежуточную втулку, крышку подшипника и болты на корпус редуктора.

Радиально-упорные подшипники регулируют набором металлических прокладок, устанавливаемых между подшипниковыми крышками и фланцами стаканов.

Зубчатое зацепление регулируют набором металлических прокладок, устанавливаемых между фланцем стакана ведущего вала и бобышкой корпуса редуктора, а также прокладками на ведомом валу, которые могут изменять расположение зубчатого колеса.

Для осмотра зацепления и заливки масла служит окно в верхней части корпуса редуктора. Окно закрыто крышкой; для уплотнения под крышку окна помещают прокладку из технического картона.

Маслоспускное отверстие закрывают пробкой и уплотняют прокладкой из маслостойкой резины.

Уровень масла проверяется жезловым маслоуказателем.

Относительное положение корпуса и крышки редуктора фиксируется двумя коническими штифтами.

Редуктор крепят к фундаменту четырьмя болтами с резьбой М20.

XIII. Посадки основных деталей редуктора

Посадки назначают так же, как и в предыдущем примере.

XIV. Выбор сорта масла

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до погружения колеса на всю длину зуба.

По табл. 10.8 устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_n = 470 \text{ МПа}$ и средней скорости $v = 2,41 \text{ м/с}$ вязкость масла должна быть приблизительно равна $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. По

таблице принимаем масло индустриальное И-30А (по ГОСТ 20799 – 75*).

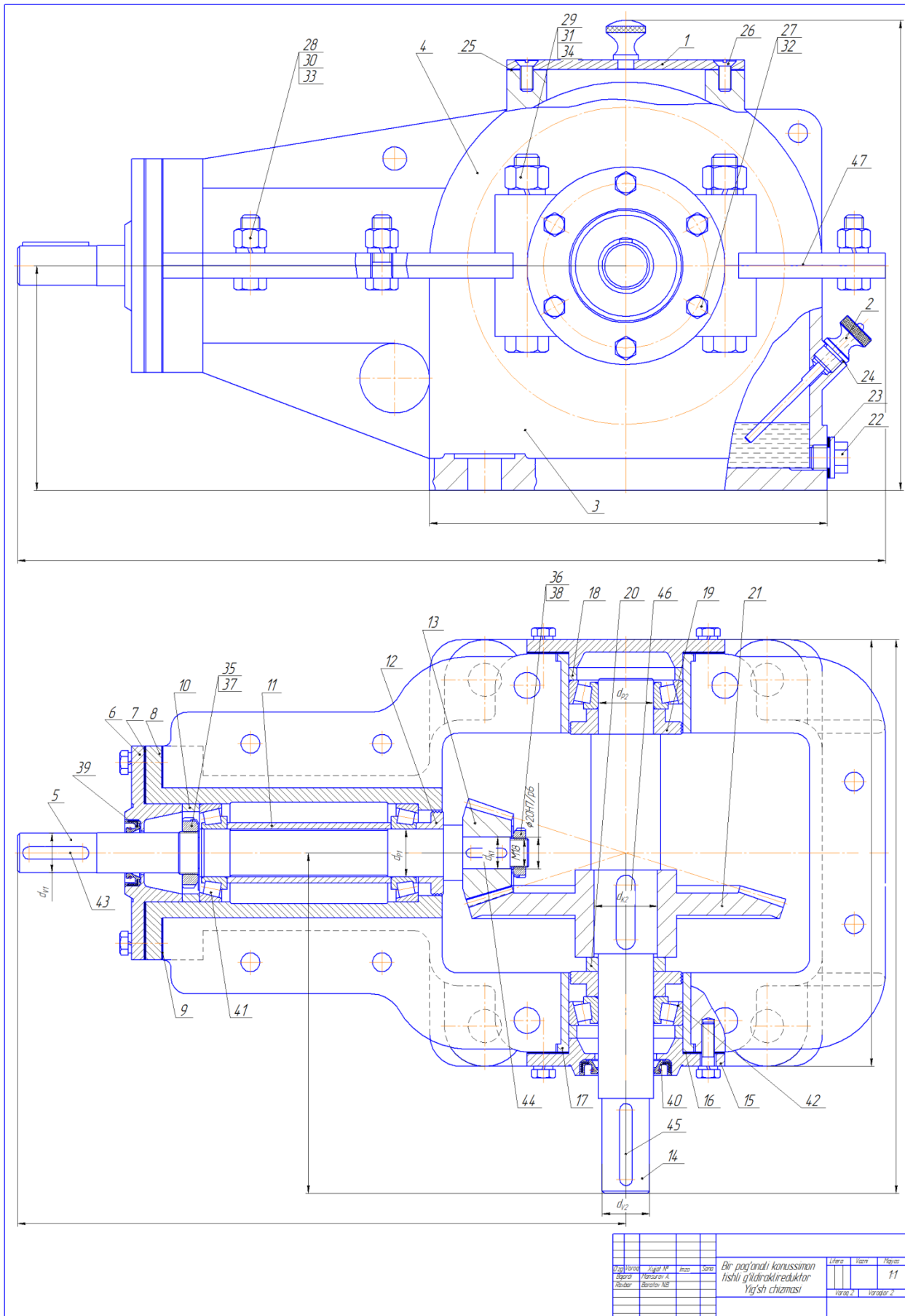
Подшипники смазываем пластичным смазочным материалом, закладываемым в подшипниковые камеры при монтаже. Сорт мази выбираем солидол марки УС-2.

XV. Сборка редуктора

Сборка конического редуктора аналогична сборке цилиндрического редуктора (предыдущий пример).

Отличие состоит в необходимости регулировки роликовых конических подшипников и конического зубчатого зацепления.

Для нормальной работы подшипников следует следить за тем, чтобы, с одной стороны, вращение подвижных элементов подшипников проходило легко и свободно и, с другой стороны, чтобы в подшипниках не было излишне больших зазоров. Соблюдение этих требований, т. е. создание в подшипниках зазоров оптимальной величины, производится с помощью регулировки подшипников, для чего применяют наборы тонких металлических прокладок (см. поз. *I* на рисунке), устанавливаемых под фланцы крышек подшипников. Необходимая толщина набора прокладок может быть составлена из тонких металлических колец толщиной 0,1; 0,2; 0,4; 0,8 мм.



Листовой	Формат Зона Листов	Обозначение	Наименование	Число	Примечание	
Специл			<u>Документация</u>			
			<u>Сборочный чертеж</u>			
			<u>Сборочные единицы</u>			
		1	Крышка смотрового окна	1	СЧ-15	
		2	Маслоуказатель жезловый	1	Сталь3	
			<u>Детали</u>			
		3	Корпус	1	СЧ-15	
		4	Крышка корпуса	1	СЧ-15	
		5	Вал ведущий	1	Сталь45	
		6	Крышка подш. сквозная	1	СЧ-15	
		7	Прокладка	1	Войлок	
		8	Стакан	2	Сталь45	
		9	Прокладка	1	Картон	
		10	Втулка	1	Сталь3	
		11	Втулка	1	Сталь3	
		12	Кольцо мазеудерживающее	1	Сталь45	
		13	Шетерня	1	Сталь45	
		14	Вал ведомый	1	Сталь45	
		15	Крышка подш. сквозная	2	СЧ-15	
	16	Прокладка	1	Картон		
	17	Стакан	1	Сталь45		
	18	Втулка	1	Сталь3		
	19	Кольцо мазеудерживающее	1	Сталь45		
Листовой	<i>Курсовой проект по детали машин</i>					
	Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	
	Разработал					
	Принял					
	Нормо контро Утв.					
№№ в специ	<i>Редуктор одноступенчатый конический</i>			Литера	Лист	Листов
				У		

Копировал

Формат А4

Формат документа	Лист	Листов	Обозначение	Наименование	Число	Примечание	
		20		Втулка	1	Сталь3	
		21		Колесо зубчатое	1	Сталь45	
		22		Пробка	1	Сталь45	
		23		Прокладка	1	Картон	
		24		Прокладка	1	Картон	
		25		Прокладка	1	Картон	
				<u>Стандартные детали</u>			
				Винт ГОСТ 11738-87			
		26		M8-6G	4		
				Болт ГОСТ 7798-70			
		27		M8-6G	12		
		28		M12-6G	6		
		29		M16-6G	4		
				Гайка ГОСТ 5915-70			
		30		M12-5H	6		
		31		M16-5H	4		
				Шайба ГОСТ 14734-39			
		32		8. 21Г	12		
		33		12. 21Г	6		
		34		16. 21Г	4		
		35		Гайка ГОСТ 11871-88 M27-6H	1		
		36		Гайка ГОСТ 11871-88 M27-6H	1		
		37		Кольцо стопорное	1		
		38		Кольцо стопорное	1		
		39		Манжета	1		
		40		Манжета	1		
				Подшипник ГОСТ 27365-87			
		41		7206	2		
		42		7209	2		
				Редуктор одноступенчатый КОНИЧЕСКИЙ			Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата			

Курсоры

Формат А4

Проектирование одноступенчатого червячного редуктора

Общие сведения и кинематика передачи

Червячные передачи применяют в случаях, когда геометрические оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются (обычно под прямым углом).

По форме червяка различают передачи с цилиндрическими и с глобоидными (вогнутыми) червяками. Первые, в свою очередь, подразделяются на передачи с архимедовыми, конволютными и эвольвентными червяками.

Рассмотрим только передачи с архимедовыми червяками (в осевом сечении профиль витка трапецеидальный; в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью).

Червячные передачи выполняют в виде редукторов, реже - открытыми.

Передаточное отношение червячной передачи

$$i = u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

где ω_1, n_1 и ω_2, n_2 - угловые скорости, *рад/с*, и частоты вращения, *об/мин*, соответственно червяка и червячного колеса;

Z_2 - число зубьев червячного колеса; Z_1 - число витков (заходов) червяка.

По ГОСТ 2144 - 76 (передачи червячные цилиндрические) предусмотрено два ряда передаточных чисел u в пределах 8 — 80, осуществляемых при $Z_1 = 1, 2$ или 4 (червяки с $Z_1 = 3$ в ГОСТ не включены) и $Z_2 = 30 \dots 80$:

1-й ряд: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;

2-й ряд: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71.

Первый ряд следует предпочитать второму. Отклонение фактического u от стандартного допускается не более 4%.

Для получения больших *и* применяют двухступенчатые передачи.

Задание на проектирования

Спроектировать одноступенчатый червячный редуктор с нижним расположением червяка для привода к винтовому конвейеру (рисунок).

Мощность, необходимая для работы конвейера, $N_3 = 5 \text{ кВт}$; угловая скорость $\omega_3 = 8,3 \text{ рад/с}$

Редуктор нереверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа в две смены; валы установлены на подшипниках качения.

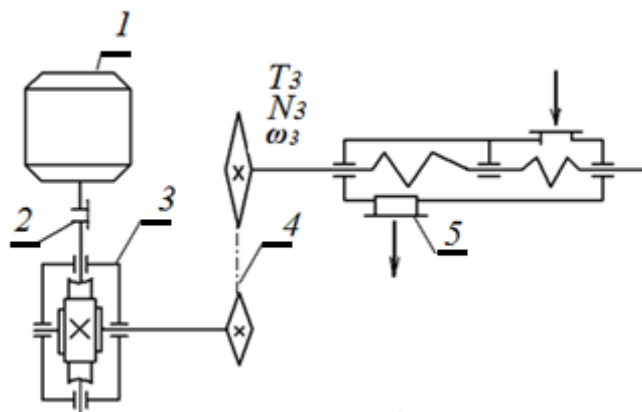


Рисунок. Привод ленточного конвейера с червячным редуктором и цепной передачей:

1-электродвигатель, 2-муфта, 3-одноступенчатый червячный редуктор, 4- цепная передача, 5-винтовой конвейер.

(Если в вариантах заданы крутящий момент на валу T_3 и частота вращения вала n_3 , то определяют из зависимостей $T_3 = \frac{N_3}{\omega_3}$ и

$$n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} \quad N_3 \quad \text{и} \quad \omega_3).$$

Определяем частоту вращения вала ленточного конвейера

$$n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} = \frac{30 \cdot 8,3}{3,14} = 79,3 \text{ об / мин.}$$

Расчет и конструирование

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

Примем предварительно КПД червячного редуктора $\eta = 0.8$.
Требуемая мощность электродвигателя

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_3}{\eta} = \frac{5}{0.8} = 6.25 \text{ кВт}$$

По таблицы по требуемой мощности $N_{\text{эд}} = 6.25 \text{ кВт}$ выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А закрытый обдуваемый с синхронной частотой вращения 3000 об/мин 4А112М2УЗ, с параметрами $N_{\text{эд}} = 7,5 \text{ кВт}$ и скольжением $s=2,5 \%$. Номинальная частота вращения

$$n_{\text{дв}} = 3000 - 2,5 \cdot 100 = 2925 \text{ об / мин ,}$$

угловая скорость

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2925}{30} = 306,15 \text{ рад / с}$$

По таблицы диаметр выходного конца вала ротора $d_{\text{дв}} = 32 \text{ мм}$.
Передаточное число (равное передаточному отношению)

$$u_{\text{об}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_3} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_3} = \frac{306,15}{79,3} = 3,86$$

На схеме указана цепная передача. Принимаем передаточное отношение цепной передачи $u_u = 3,15$.

Определяем крутящие моменты на валах:

$$T_3 = \frac{N_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{5 \cdot 1000}{8,3} = 602,4 \text{ Н} \cdot \text{М}$$

$$T_1 = \frac{T_3}{\eta_u u_u} = \frac{602,4}{0,8 \cdot 50,4} = 14,94 \text{ Н} \cdot \text{м} \approx 15 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_r \cdot \eta_{ch} = 15 \cdot 16 \cdot 0,82 = 196,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

С увеличением числа витков Z_1 возрастает угол подъема витка червяка и повышается КПД передачи. Применение однозаходных червяков без крайней необходимости не рекомендуется. Рекомендуют назначать: $Z_1 = 4$ при $u = 8 \div 15$; $Z_1 = 2$ при $u = 15 \div 30$ и $Z_1 = 1$ при $u > 30$.

В ряде случаев целесообразно провести параллельно два расчета передачи при разных числах зубьев колеса и заходов червяка и затем уже, исходя из полученных габаритов и КПД передачи, выбрать оптимальный вариант. Например, при $u = 16$ следует произвести расчеты, принимая $Z_1 = 2$, $Z_2 = 32$ и

$Z_1 = 4$, $Z_2 = 64$ (в учебных проектах можно допустить $Z_1 = 3$ и $Z_2 = 48$).

2. Основные параметры передачи

Ниже рассмотрены передачи без смещения с архимедовым червяком, имеющим угол профиля в осевом сечении $\alpha = 20^\circ$. Основные параметры передач даны в таблице.

Червяк. Обозначения основных размеров червяка приведены на рис. 4.1. Связь между расчетным шагом червяка p_1 модулем m и ходом витка червяка P_{z1} выражается формулой

$$p_1 = \pi m = \frac{P_{z1}}{Z_1}$$

Основные параметры цилиндрических червячных передач, выполненных без смещения (по ГОСТ 2144-76)*

$a_{w,мм}$ 1-й ряд	m , мм	q	$Z_2:Z_1=u$			$a_{w,мм}$ 1-й ряд	m , мм	q	$Z_2:Z_1=u$		
40	2	8	32:4	32:2	32:1	40	1,6	10	40:4	40:2	40:1
50	2,5	8	32:4	32:2	32:1	50	2	10	40:4	40:2	40:1
63	3,15	8	32:4	32:2	32:1	63					
80	4	8	32:4	32:2	32:1	80					
100	5	8	32:4	32:2	32:1	100	4	10	40:4		40:1
125	5	10	40:4	40:2	40:1	125	4	12,5	50:4	50:2	50:1
140*	5	16	40:4	40:2	40:1	140*	5	10	46:4	46:2	46:1
160	8	8	32:4	32:2	32:1	160					
200	10	8	32:4	32:2	32:1	200	8	10	40:4	40:2	40:1
250	12,5	8	32:4	32:2	32:1	250	10	10	40:4	40:2	40:1
	8	12,5	50:4	50:2	50:1						
280*	10	16	40:4	40:2	40:1	280*	10	10	46:4	46:2	46:1
400	20	8	32:4	32:2	32:1	400	16	10	40:4	40:2	40:1
500	30	10	40:4	40:2	40:1	500	16	12,5	50:4	50:2	50:1

* Второй ряд

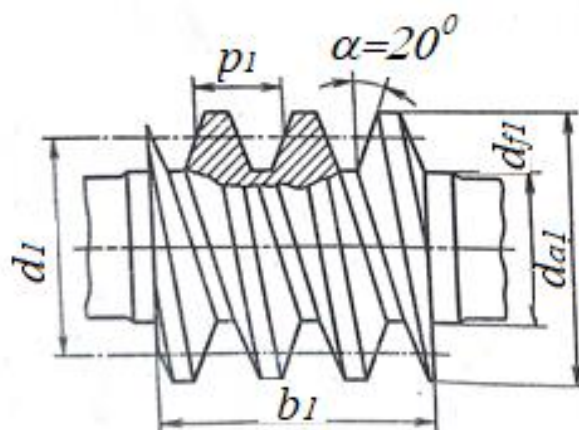


рис. 4.1. Цилиндрический архимедов червяк.

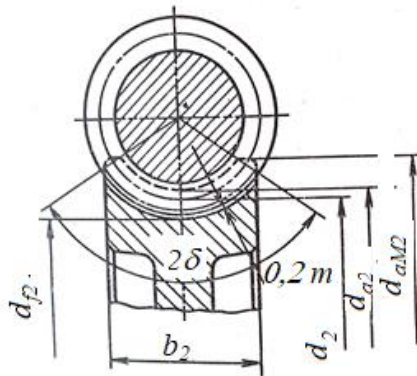


рис. 4.2. Сечение червяка и колеса плоскости, перпендикулярный к оси червяка.

Сочетания модулей m и коэффициентов q диаметра червяка (по ГОСТ 2144 - 76)*

$m, \text{ мм}$	q	$m, \text{ мм}$	q	$m, \text{ мм}$	q	$m, \text{ мм}$	q
1,6	10,0	3,15	8,0	6,30	8,0	12,50	8,0
	12,5		10,0		10,0		
	16,0		12,5		12,5		
	20,0		16,0		16,0		
2,0	8,0	4,00	8,0	8,00	8,0	16,00	8,0
	10,0		10,0		10,0		
	12,5		12,5		12,5		
	16,0		16,0		16,0		
2,50	8,0	5,00	8,0	10,00	8,0	20,00	8,0
	10,0		10,0		10,0		
	12,5		12,5		12,5		
	16,0		16,0		16,0		
	20,0		20,0		20,0		16,0

Примечание: для модулей $m \leq 10$ допускается $q=25$

Применять червяки с левым направлением нарезки без специальных оснований не следует.

Делительный диаметр червяка, совпадающий в некорригированных передачах с начальным диаметром, берут кратным осевому модулю червяка:

$$d_1 = d_{w1} = qm \quad \text{где } q = \frac{d_1}{m} \text{ - коэффициент диаметра червяка.}$$

Делительный угол подъема витка червяка γ связан с Z_1 и q соотношением

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q}$$

С увеличением q увеличивается жесткость червяка, но уменьшается угол γ и снижается КПД передачи. Поэтому целесообразно ориентироваться на минимальные значения q , однако с обеспечением достаточной жесткости.

При больших Z_2 возрастает расстояние между опорами червяка; для обеспечения достаточной жесткости червяка приходится увеличивать q или m .

Значения γ в зависимости от q и z приведены в таблице.

Значения угла подъема γ на делительном цилиндре червяка

Z_1	Коэффициент q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	11°19'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
3	20°33'	16°42'	13°30'	12°06'	10°37'	8°35'
4	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

Принимаем передаточное отношение червячного редуктора

$$u_p = 16$$

Общее передаточное отношение привода

$$u_{об} = u_p \cdot u_u = 16 \cdot 3,15 = 50,4$$

Тогда частота вращения вала червячного колеса

$$n_2 = \frac{n_{эд}}{u_p} = \frac{2925}{16} = 182,8 \approx 183 \text{ об / мин.}$$

Передаточное число (равен передаточному отношению)

$$u_p = \frac{n_{эд}}{n_2} = \frac{2925}{183} = 15,98$$

Число витков (заходов) червяка Z_1 принимаем в зависимости от передаточного числа: при $u_p = 15,98$ принимаем $Z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_1 = 2 \cdot 15,98 = 31,96$$

Принимаем стандартное значение $Z_2 = 32$

Тогда

$$u_p^1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{32}{2} = 16$$

Отклонение от заданного

$$\frac{u_p^1 - u_1}{u_1} \cdot 100\% = \frac{16 - 15,98}{15,98} \cdot 100\% = 0,13\% \leq 4\%.$$

Условия выполнены.

Выбираем материал червяка и венца червячного колеса. Принимаем для червяка сталь 45 с закалкой до твердости не менее *HRC* 45 и последующим шлифованием.

Так как к редуктору не предъявляются специальные требования, то в целях экономии принимаем для венца червячного колеса бронзу БрА9ЖЗЛ (отливка в песчаную форму).

Предварительно примем скорость скольжения в зацеплении $v_s \approx 5 \text{ м/с}$. Тогда при длительной работе допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 155 \text{ МПа}$ (таблица). Допускаемое напряжение изгиба для нереверсивной работы $[\sigma_{OF}] = K_{FL}[\sigma_{OF}]$ В этой формуле $K_{FL} - 0,543$ при длительной работе, когда число циклов нагружения зуба $N_Z > 25 \cdot 10^7$; $[\sigma_{OF}]^1 = 98 \text{ МПа}$ – по таблице;

$$[\sigma_{OF}] = 0,543 \cdot 98 = 53,3 \text{ МПа}$$

Механические характеристики, основные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]'$ и основные допускаемые напряжения $[\sigma_{OF}]'$ и $[\sigma_{-1F}]'$ для материалов червячного колеса (МПа).

Марка бронзы или чугуна	Способ отливки	Пределы		Допускаемые напряжения при твердости червяка					
		прочности σ_B	текущей σ_T	HRC < 45			HRC ≥ 45		
				$[\sigma_{OF}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$	$[\sigma_{OF}]'$	$[\sigma_{-1F}]'$	$[\sigma_H]'$
БрО10Ф1	П	200	100	45	30	135	55	40	168
БрО10Ф1	К	255	147	57	41	186	71	51	221
БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	64	45	206	80	56	246
БрО5Ц5С5	П	150	80	35	25	111	45	32	133
БрО5Ц5С5	К	200	90	45	32	132	53	38	159
БрА9ЖЗЛ	П	392	196	81	63	-	98	7	-
БрА9ЖЗЛ	К	490	236	85	69	-	108	83	-
БрА10Ж4Н4Л	П:К	590	275	101	81	-	130	98	-
СЧ10	П	118	-	33	20	-	41	25	-
СЧ15	П	147	-	37	23	-	47	29	-
СЧ18	П	177	-	42	26	-	53	33	-
СЧ20	П	206	-	47	39	-	59	36	-

Примечание: К-отливка в кокиль ;П- отливка в песчаную форму; Ц- отливка центробежная.

Принимаем предварительно коэффициент диаметра червяка $q = 10$

Вращающий момент на валу червячного колеса
 $T_2 = 196,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

Принимаем предварительно коэффициент нагрузки $K = 1,2$.

Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости:

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} [\sigma_H]}\right)^2 T_2 \cdot K} =$$

$$\left(\frac{32}{12,5} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{32}{12,5} \cdot 155}\right)^2 196,8 \cdot 10^3 \cdot 1,2} = 125,02 \text{ мм}$$

Модуль

$$m = \frac{2a_w}{Z_2 + q} = \frac{2 \cdot 125,02}{32 + 12,5} = 5,61 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 2144-76 стандартные значения

$$m = 6,30 \text{ мм} \quad \text{и} \quad q = 12,5$$

Межосевое расстояние при стандартных значениях m и q

$$a_w = \frac{m(q + Z_2)}{2} = \frac{6,30(12,5 + 32)}{2} = 140,175 \text{ мм.} \approx 140 \text{ мм}$$

Основные размеры червяка:

– делительный диаметр червяка

$$d_1 = q \cdot m = 12,5 \cdot 6,30 = 78,75 \text{ мм};$$

– диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 78,75 + 2 \cdot 6,30 = 91,35 \text{ мм};$$

– диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 78,75 - 2,4 \cdot 6,30 = 63,63 \text{ мм.}$$

– длина нарезной части шлифованного червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2) \cdot m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 6,30 + 25 = 106,4 \text{ мм.}$$

принимаем $b_1 = 106 \text{ мм}$;

– делительный угол подъема витка γ при $z_1=2$ и $q=10$
 $\gamma = 11^{\circ}19'$

Основные размеры венца червячного колеса:

– делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 32 \cdot 6,30 = 201,6 \text{ мм.}$$

– диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{2a} = d_2 + 2 \cdot m = 201,6 + 2 \cdot 6,30 = 214,2 \text{ мм.}$$

– диаметр впадин зубьев червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 201,6 - 2,4 \cdot 6,30 = 186,48 \text{ мм.}$$

– наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2} = 214,2 + \frac{6 \cdot 6,30}{2_1 + 2} = 223,65 \text{ мм.}$$

– ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 75,6 = 56,7 \text{ мм.}$$

Окружная скорость червяка

$$v_1 = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3.14 \cdot 63 \cdot 10^{-3} \cdot 2925}{60} = 9,64 \text{ м/с}$$

Скорость скольжения

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{9,64}{\cos 11^{\circ}19'} = \frac{9,64}{0,9807} = 9,82 \text{ м/с}$$

при этой скорости $[\sigma_H]^I \approx 150 \text{ МПа}$ (таблица).

$$\text{Отклонение} \frac{[\sigma_H] - [\sigma_H]^I}{[\sigma_H]^I} \cdot 100\% = \frac{155 - 150}{150} = 3,34\%; \text{ к тому же}$$

межосевое расстояние по расчету было получено $a_w = 125,02 \text{ мм}$, а после выравнивания m и q по стандарту было увеличено до $a_w = 140 \text{ мм}$, т. е. на 12 %, и пересчет a_w делать не надо, необходимо лишь проверить σ_H . Для этого уточняем КПД редуктора:

при скорости $v_s = 9,82 \text{ м/с}$ приведенный коэффициент трения для безоловянной бронзы и шлифованного червяка (таблица) $f' = 0,024 \times 1,3 = 0,033$ и приведенный угол трения $\rho' = 1^{\circ}20'$

Приведенные коэффициенты трения f' и углы трения ρ' при работе червячного колеса из оловянной бронзы по стальному червяку

$v_s \text{ м/с}$	f'	ρ'	$v_s \text{ м/с}$	f'	ρ'
0,1	0.08-0.09	$4^{\circ}30' - 5^{\circ}10'$	2,5	0.03-0.04	$1^{\circ}40' - 2^{\circ}20'$
0,25	0.065-0.075	$3^{\circ}40' - 4^{\circ}20'$	3,0	0.028-0.035	$1^{\circ}30' - 2^{\circ}00'$
0,5	0.055-0.065	$3^{\circ}10' - 3^{\circ}40'$	4,0	0.023-0.030	$1^{\circ}20' - 1^{\circ}40'$
1,0	0.045-0.055	$2^{\circ}30' - 3^{\circ}10'$	7,0	0.018-0.026	$1^{\circ}00' - 1^{\circ}30'$
1,5	0.04-0.05	$2^{\circ}20' - 2^{\circ}50'$	10,0	0.016-0.024	$0^{\circ}55' - 1^{\circ}20'$
2,0	0.035-0.045	$2^{\circ}00' - 2^{\circ}30'$	15,0	0.014-0.020	$0^{\circ}50' - 1^{\circ}10'$

Примечание: 1. Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке.

2. При венце колеса из безоловянной бронзы или латуни табличные значения следует увеличить на 30—50%.

КПД редуктора с учетом потерь в опорах, потерь на разбрызгивание и перемешивание масла

$$\eta = (0.95...0.96) \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho^1)} = (0.95...0.96) \frac{tg11^019'}{tg(11^019'+1^020')} =$$

$$(0.95...0.96) \frac{0,2001}{0,2245} = 0,847...0,854$$

По таблице выбираем 7-ю степень точности передачи. В этом случае коэффициент динамичности $K_v = 1,1$.

Коэффициент динамичности нагрузки K_v

Степень точности	Скорость скольжения v_s м/с			
	до 1,5	от 1,5 до 3	от 3 до 7,5	от 7,5 до 12
6	-	-	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1-x) = 1 + \left(\frac{32}{121}\right)^3 \cdot (1-0,6) = 0,407$$

где коэффициент деформации червяка при $q = 12,5$ и $Z_1 = 2$ по таблице $\theta = 121$

Примем вспомогательный коэффициент $x = 0,6$ при незначительных колебаниях

Коэффициент деформации червяка θ

Z_1	Значения q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

Коэффициент нагрузки

$$K = K_{\beta} \cdot K_{\nu} = 1,02 \cdot 1,2 = 1,22$$

Проверяем контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2 K \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3}{a_w^3}} = \frac{170}{12,5} \sqrt{\frac{196,8 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \left(\frac{32}{12,5} + 1\right)^3}{(140)^3}} = \\ &= \frac{170}{2,56} \sqrt{\frac{196,8 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \cdot 3,56^3}{140^3}} = 120,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] < 149 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Результат расчета следует признать удовлетворительным, так как расчетное напряжение ниже допускаемого на 19,1%.

Проверка прочности зубьев червячного колеса на **изгиб**.

Эквивалентное число зубьев

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos(11^{\circ}19')^3} = \frac{32}{(0,9807)^3} = 33,92$$

Коэффициент формы зуба по таблице $Y_F=2,3$

Коэффициент Y_F формы зуба для червячных колес

Z_v	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{1,2 T_2 K Y_F}{Z_2 b_2 m^2} = \frac{1,2 \cdot 196,8 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 2,3}{32 \cdot 56,7 \cdot 6,3^2} = 9,05 \text{ МПа}$$

Что значительно меньше вычисленного выше
 $[\sigma_{OF}] = 53.3 \text{ МПа}$

3. Предварительный расчет валов редуктора и конструирование червяка и червячного колеса

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов (вал червячного колеса)

$$T_{K2} = T_2 = 196,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

ведущего(червяка)

$$T_1 = \frac{T_3}{\eta_{чп}} = \frac{620,5 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 16} = 15,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

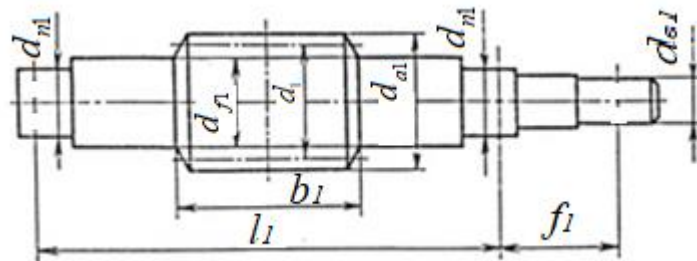


Рис.4.2.

Витки червяка выполнены за одно целое с валом (рисунок).

Диаметр выходного конца ведущего вала по расчету на кручение при $[\tau_k] = 25 \text{ МПа}$

$$d_{v1} = \sqrt[3]{\frac{T_{k1}}{0,2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{15,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 1,456 \cdot 10^3 = 14,56 \text{ мм}.$$

Но для соединения его с валом электродвигателя примем $d_{с1} = d_{с2} = 32 \text{ мм}.$; диаметры подшипниковых шеек $d_{n1} = 40 \text{ мм}.$

Параметры нарезанной части: $d_{f1} = 50,4$ мм. $d_1 = 63$ мм. и $d_{a1} = 75,6$ мм.

Для выхода режущего инструмента при нарезании витков рекомендуется участки вала, прилегающие к нарезке, протачивать до диаметра меньше d_{f1} .

Длина нарезанной части $b_1 = 106$ мм..

Расстояние между опорами червяка примем

$$l_1 = d_{aM2} = 223,65 \text{ мм.};$$

расстояние от середины выходного конца до ближайшей опоры $f_1 = 90$ мм

Ведомый вал

Диаметр выходного конца

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{T_{k2}}{0,2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{196,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 3,402 \cdot 10 = 34,02 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{e2} = 34$ мм.

Диаметры подшипниковых шеек $d_{n2} = 45$ мм., диаметр вала в месте посадки червячного колеса $d_{k2} = 50$ мм..

Диаметр ступицы червячного колеса

$$d_{cT2} = (1,6 \div 1,8)d_{k2} = (1,6 \div 1,8) \cdot 50 = 80 \div 90 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{cT2} = 90$ мм.

Длина ступицы червячного колеса

$$l_{cT2} = (1,2 \div 1,8)d_{k2} = (1,2 \div 1,8) \cdot 50 = 60 \div 90 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{cT2} = 80$ мм.

4. Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенок корпуса и крышки:

$$\delta = 0,04a_w + 2 = 0,04 \cdot 140 + 2 = 7,6 \text{ мм.}$$

принимаем $\delta = 8 \text{ мм.}$;

$$\delta_1 = 0,032 \cdot a_w + 2 = 0,032 \cdot 140 + 2 = 6,48 \text{ мм.}$$

принимаем $\delta_1 = 8 \text{ мм.}$

Толщина фланцев (поясов) корпуса и крышки

$$b = b_1 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего пояса корпуса при наличии бобышек

$$p_1 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

$$p_2 = (2,25 \div 2,75) \cdot \delta = (2,25 \div 2,75) \cdot 8 = 18 \div 22 \text{ мм.}$$

принимаем $p_2 = 20 \text{ мм.}$

Диаметры болтов:

фундаментных

$$d_1 = (0,03 \div 0,036)a_w + 12 = (0,03 \div 0,036) \cdot 140 + 12 = 16,2 \div 17,04 \text{ мм.}$$

принимаем болты с резьбой $M16$:

– крепящих крышку к корпусу у подшипников $d_2 = 14 \text{ мм.}$

принимаем болты с резьбой $M14$:

– соединяющих крышку с корпусом $d_3 = 12 \text{ мм.}$

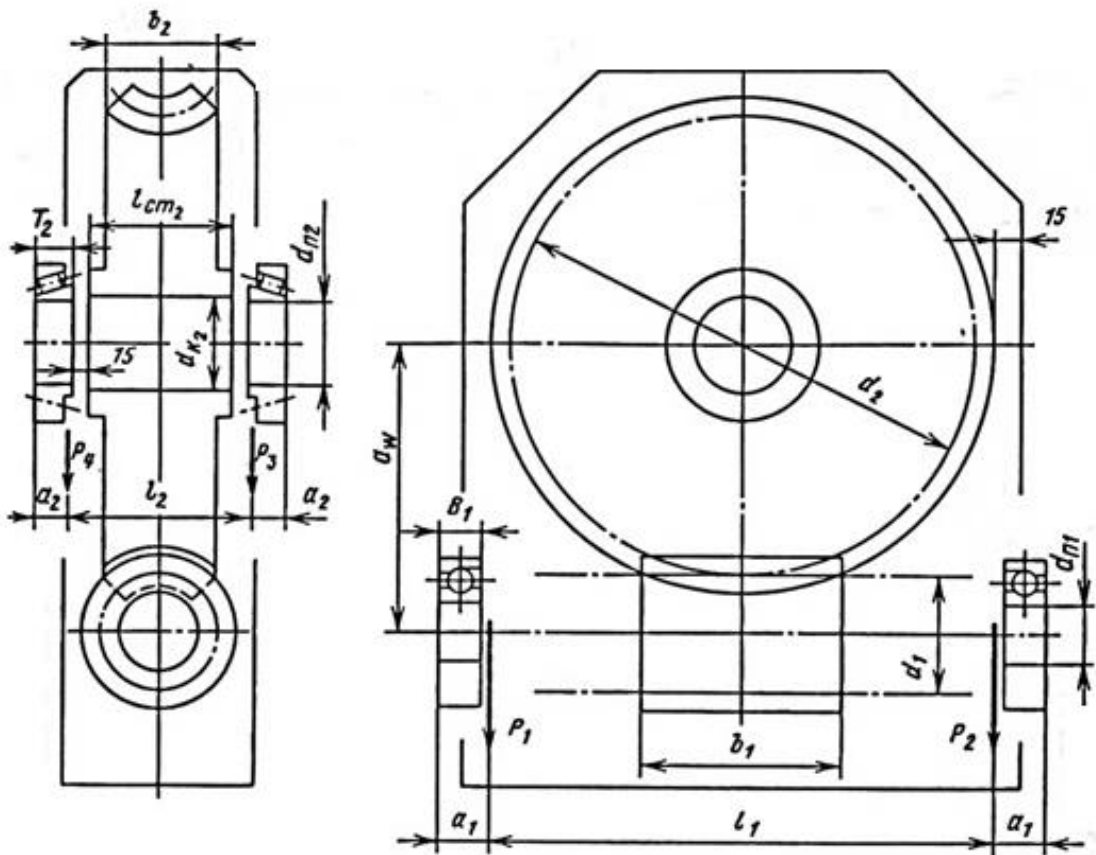
принимаем болты с резьбой $M12$.

5. Первый этап компоновки редуктора

Компоновочный чертеж выполняем в двух проекциях - разрез по оси колеса и разрез по оси чертежа; желательный масштаб 1:1, чертить тонкими линиями!

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим осевую линию; вторую осевую, параллельную первой, проводим на расстоянии $a_w = 140$ мм. Затем проводим две вертикальные осевые линии, одну для главного вида, вторую для вида сбоку.

Вычерчиваем на двух проекциях червяк и червячное колесо. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса, принимая зазор; между стенкой и червячным колесом и между стенкой и ступицей червячного колеса ~ 15 мм.



Вычерчиваем подшипники червяка на расстоянии $l_1 = d_{aM2} = 223,65$ мм. один от другого, располагая их симметрично относительно среднего сечения червяка.

Так же симметрично располагаем подшипники вала червячного колеса. Расстояние, между ними измеряем по чертежу $l_2 = 90$ мм.

В связи с тем, что в червячном зацеплении возникают значительные осевые усилия, примем радиально-упорные подшипники: шариковые средней серии для червяка и роликовые конические легкой серии для вала червячного колеса

Условные обозначение подшипников	d	D	B	T	Грузоподъемность, кН		коэффициент осевого нагружения e
					C	C ₀	
	мм				кН		
46308	40	90	23	23	50,8	31,1	0,68
7209	45	85	20	20,75	50,0	30,0	0,41

Размеры подшипников берется из определенного размеров валов $d_{n1}=40$ мм и $d_{n2}=45$ мм.

6. Проверка долговечности подшипников

Силы в зацеплении (рисунок):

окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке,

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 196,8 \cdot 10^3}{201,6} = 1952,4 \text{ Н.}$$

окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе,

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 15,4 \cdot 10^3}{63} = 489 \text{ Н.}$$

радиальные силы на колесе и червяке

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1952,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1952,4 \cdot 0,3640 = 711 \text{ Н.}$$

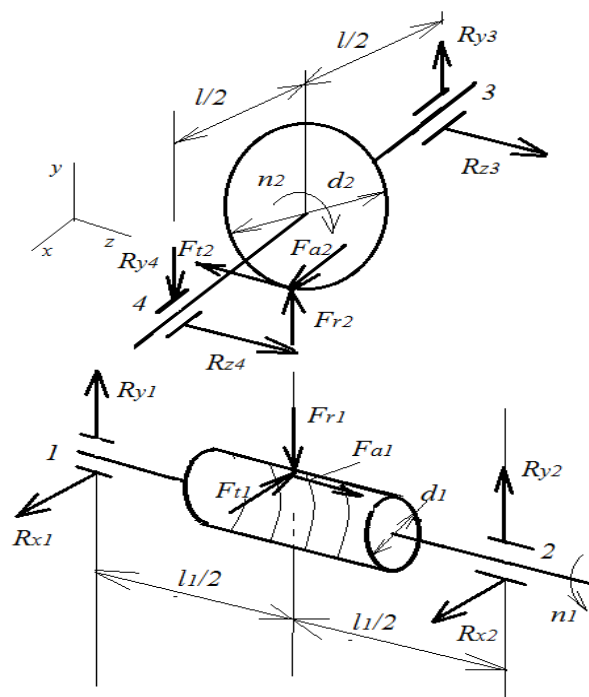
$$\operatorname{tg} 20^\circ = 0,3640$$

При отсутствии специальных требований червяк должен иметь правое направление витков.

Направления сил представлены на рисунке; опоры, воспринимающие внешние осевые силы, обозначим цифрами «2» и «4».

Вал червяка

Расстояние между опорами $l_1 = d_{aM2} = 223,65 \text{ мм.}$ Диаметр $d_1 = 63 \text{ мм.}$



Реакции опор (правую опору, воспринимающую внешнюю осевую силу F_{a1} обозначим цифрой «2»):

в плоскости xz

$$R_{x1} = R_{x2} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{489}{2} = 244,5 \text{ Н.}$$

в плоскости yz

$$-R_{y_1} \cdot l_1 + F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{y_1} = \frac{F_{r1} \frac{l_1}{2} - F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_1} = \frac{711 \frac{223,65}{2} - 1952,4 \frac{63}{2}}{223,65} = 80,5 \text{ Н.}$$

$$R_{y_2} \cdot l_1 - F_{r1} \frac{l_1}{2} - F_{a1} \frac{d_1}{2} = 0 \quad (\text{моменты относительно точки 1})$$

$$R_{y_2} = \frac{F_{r1} \frac{l_1}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_1} = \frac{711 \frac{223,65}{2} + 1952,4 \frac{63}{2}}{223,65} = 630,5 \text{ Н.}$$

Проверка

$$R_{y_1} + R_{y_2} - F_{r1} = 80,5 + 630,5 - 711 = 0$$

Суммарные реакции

$$P_1 = P_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{244,5^2 + 80,5^2} = \sqrt{59780,25 + 6480,25} = \sqrt{66260,5} = 257,4 \text{ Н.}$$

$$P_2 = P_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{244,5^2 + 630,5^2} = \sqrt{59780,25 + 379530,25} = \sqrt{457310,5} = 576,25 \text{ Н.}$$

Осевые составляющие радиальных реакций шариковых радиально-упорных подшипников.

$$S_1 = e P_{r1} = 0,68 \cdot 257,4 = 175 \text{ Н.}$$

$$S_2 = e \cdot P_{r2} = 0,68 \cdot 576,25 = 391,85 \text{ Н.}$$

где для подшипников шариковых радиально-упорных с углом $\alpha = 26^\circ$ коэффициент осевого нагружения $e = 0,68$

Осевые нагрузки подшипников.

В нашем случае

$$S_1 < S_2; \quad P_{a1} = F \geq S_1 - S_2$$

тогда:

$$P_{a1} = S_1 = 175 \text{ Н.}$$

$$P_{a2} = S_1 + F_{a1} = 175 + 1952,4 = 2127,4 \text{ Н.}$$

Рассмотрим левый («первый») подшипник. $P \ 309$

Отношение

$$\frac{P_{a1}}{P_{r1}} = \frac{175}{257,4} = 0,6798 \approx 0,68;$$

осевую нагрузку не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{E1} = P_{r1} \cdot V \cdot K_\sigma \cdot K_T = 257,4 \cdot 1,3 = 334,6 \text{ Н.}$$

где для приводов винтовых конвейеров $K_\sigma = 1,3$.

Коэффициенты $V = 1$; $K_T = 1$

Долговечность определяем по более нагруженному подшипнику.

Рассмотрим правый («второй») подшипник.

Отношение

$$\frac{P_{a2}}{P_{r2}} = \frac{2127,4}{576,25} = 3,69 \approx 3,7 > e$$

поэтому эквивалентную нагрузку определяем с учетом осевой;

$$P_{E2} = (X \cdot P_{r2} \cdot V + Y \cdot P_{a2}) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (0,41 \cdot 576,25 \cdot 1 + 0,87 \cdot 2127,4) \cdot 1,3 = 2713,2 \text{ Н} = 2,71 \text{ кН.}$$

где $X = 0,41$ и $Y = 0,87$

Расчетная долговечность, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_{\sigma 2}}\right)^3 = \left(\frac{50,8}{2,71}\right)^3 = 6583 \text{ об / мин}$$

Расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_{\sigma 0}} = \frac{6583 \cdot 10^6}{60 \cdot 2925} = 37510 \text{ ч}$$

где $n = 2925$ об/мин — частота вращения червяка (электродвигателя).

Ведомый вал (см. рисунок).

Расстояние между опорами (точнее, между точками приложения радиальных реакций R_3 и R_4 - см. рис рисунок) $l_2 = 90$ мм., диаметр $d_2 = 201,6$ мм.

Реакции опор (левую опору, воспринимающую внешнюю осевую силу F_{a2} , обозначим цифрой «4» и при определении осевого нагружения будем считать ее «второй»);).

В плоскости xz

$$R_{z3} = R_{z4} = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{1952,4}{2} = 976,2 \text{ Н.}$$

В плоскости yz

$$R_{y3} l_2 + F_{r2} \frac{l_2}{2} - F_{a2} \frac{d_2}{2} = 0$$

$$R_{y3} = \frac{-F_{r2} \frac{l_2}{2} + F_{a2} \frac{d_2}{2}}{l_2} = \frac{-711 \frac{90}{2} + 489 \frac{214,6}{2}}{90} = 227,5 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$R_{y3} - R_{y4} + F_{r2} = 227,5 - 938,4 + 711 = 0$$

Суммарные реакции:

$$P_3 = P_{r3} = \sqrt{R_{z3}^2 + R_{r3}^2} = \sqrt{976,2^2 + 227,5^2} = 1002,4 \text{ Н.}$$

$$P_4 = P_{r4} = \sqrt{R_{r4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{976,2^2 + 938,4^2} = 1354 \text{ Н.}$$

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников:

$$S_3 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r3} = 0,83 \cdot 0,41 = 1002,4 = 341 \text{ Н.}$$

$$S_4 = 0,83 \cdot e \cdot P_{r4} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 1354 = 460,8 \text{ Н.}$$

где для подшипников 7211 коэффициент влияния осевого нагружения $e = 0,41$.

Осевые нагрузки подшипников (см. таблица) в нашем случае

$$S_3 < S_4; \quad P_{a3} = F_a > S_4 - S_3;$$

тогда

$$P_{a3} = S_3 = 341 \text{ Н.} \quad P_{a4} = S_3 + F_a = 341 + 489 = 830 \text{ Н.}$$

Для правого (с индексом «3») подшипника отношение

$$\frac{P_{a3}}{P_{r3}} = \frac{341}{1002,4} = 0,34 < e \quad \text{поэтому при подсчете эквивалентной}$$

нагрузки осевые силы не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\sigma 3} = P_{r3} V K_{\sigma} K_T = 1002,4 \cdot 1,3 = 1303 \text{ Н.}$$

В качестве опор ведомого вала применены одинаковые подшипники 7211. Долговечность определим для левого подшипника («четвертого»), для которого эквивалентная нагрузка значительно больше.

Для левого (индекс «4») подшипника $\frac{P_{a4}}{P_{r4}} = \frac{830}{1354} = 0,61 > e$;

мы должны учитывать осевые силы и определять эквивалентную нагрузку; примем $v = 1$ $K_o = 1,3$, и $K_T = 1$; для конических подшипников 7209 при $\frac{P_{a4}}{P_{r4}} > e$ коэффициенты $X = 0,4$ и $Y = 1,459$

$$P_{E4} = (X \cdot P_{r4} \cdot V + Y \cdot P_{a4}) \cdot K_o \cdot K_T = (0,41 \cdot 1354 \cdot 1 + 1,45 \cdot 830) \cdot 1,3 = 2286,2 \text{ N} = 2,29 \text{ кН}.$$

Расчетная долговечность, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_{э4}}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{50}{2,71}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{50}{2,71}\right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{50}{2,71}} = 6280,5 \cdot 2,64 = 16580,5 \text{ об / мин}$$

где $C = 50$.

Расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n_2} = \frac{16580,5}{60 \cdot 183} = 1,51 \cdot 10^6 \text{ ч}.$$

где $n_2 = 183 \text{ об/мин}$ - частота вращения вала червячного колеса.

Столь большая расчетная долговечность объясняется тем, что по условию монтажа диаметр шейки должен быть больше диаметра $d_{e2} = 34 \text{ мм}$. Поэтому был выбран подшипник 7209 ($d_{n2} = 45 \text{ мм}$).

7. Второй этап компоновки редуктора

Используем чертежи первого этапа компоновки (см. рис. первой этап компоновки). Второй этап (рисунок) имеет целью конструктивно оформить основные детали - червячный вал, вал червячного колеса, червячное колесо, корпус, подшипниковые узлы и др.

Смазывание зацепления и подшипников - разбрызгиванием жидкого масла, залитого в корпус ниже уровня витков так, чтобы

избежать чрезмерного заполнения подшипников маслом, нагнетаемым червяком. На валу червяка устанавливаем крыльчатки; при работе редуктора они будут разбрызгивать масло и забрасывать его на колесо и в подшипники.

Уплотнение валов обеспечивается резиновыми манжетами. В крышке люка размещаем отдушину. В нижней части корпуса вычерчиваем пробку для спуска масла и устанавливаем маслоуказатель с трубкой из оргстекла.

Конструируем стенку корпуса и крышки. Их размеры были определены выше данного примера. Вычерчиваем фланцы и нижний пояс. Конструируем крюки для подъема.

Устанавливаем крышки подшипников глухие и сквозные для манжетных уплотнений. Под крышки устанавливаем металлические прок падки для регулировки.

Конструкцию червячного колеса выполняем составным, насаживая бронзовый венец на чугунный центр с натягом.

Посадка $H7/p6$ по ГОСТ 25347-82.

Вычерчиваем призматические шпонки: на выходном конце вала червяка $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 63$ мм, на выходном конце вала червячного колеса $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 63$ мм и под червячным колесом $b \times h \times l = 16 \times 10 \times 70$ мм (см. табл.).

8. Тепловой расчет редуктора

Для проектируемого редуктора площадь теплоотводящей поверхности $A = 0.73 \text{ м}^2$ (здесь учитывалась также площадь днища, потому что конструкция опорных лап обеспечивает циркуляцию воздуха около днища).

Условие работы редуктора без перегрева при продолжительной работе

$$\Delta t = t_M - t_B = \frac{P_v(1 - \eta)}{K_t A} \leq [\Delta t]$$

где $P_{\text{ч}}$ - требуемая для работы мощность на червяке.

Считаем, что обеспечивается достаточно хорошая циркуляция воздуха, и принимаем коэффициент теплопередачи $K_t = 17 \text{ BT} / (\text{м}^3 \cdot ^\circ \text{C})$

Тогда

$$\Delta t = \frac{7500(1-0.82)}{17 \cdot 0.73} = \frac{13500}{12.4} \approx 109^\circ > [\Delta t]$$

Допускаемый перепад температур при нижнем червяке $[\Delta t] = 60^\circ$.

Для уменьшения Δt следует соответственно увеличить теплоотдающую поверхность пропорционально отношению $\frac{\Delta t}{[\Delta t]} = \frac{109}{60}$, сделав корпус ребристым.

9. Проверка прочности шпоночных соединений

Проверочный расчет на смятие производят так же, как и в предыдущих примерах.

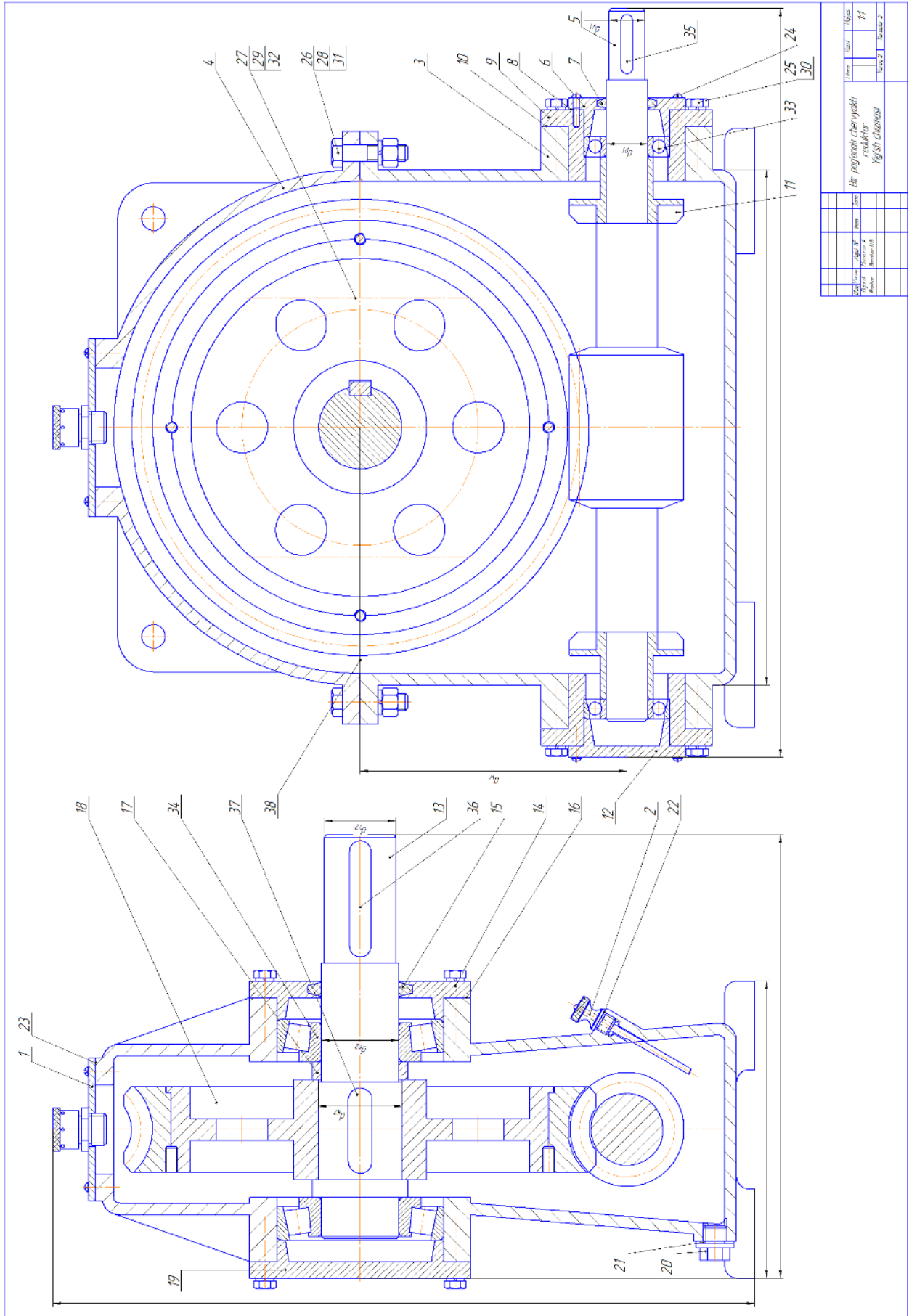
Здесь приведем проверку прочности лишь одного соединения, передающего вращающий момент от вала червячного колеса к муфте.

Диаметр вала в этом месте $d_{v_2} = 34 \text{ мм}$. Сечение и длина шпонки $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 63 \text{ мм}$, глубина паза $t_1 = 5,0 \text{ мм}$.

Момент $T_{k_2} = T_2 = 196,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Напряжения смятия

$$\sigma_{sm} = \frac{2T_2}{d_{v_2}(h-t_1)(l-b)} = \frac{2 \cdot 196,8 \cdot 10^3}{34(8-5)(63-10)} = 72,8 \text{ МПа} < [\sigma_{sm}] \leq 100 \text{ МПа}$$



№	№	№	№
1	2	3	4
5	6	7	8
9	10	11	12
13	14	15	16
17	18	19	20
21	22	23	24
25	26	27	28
29	30	31	32
33	34	35	36
37	38		

Школа: _____
 Группа: _____
 Преподаватель: _____
 Дата: _____

Имя: _____
 Фамилия: _____
 Класс: _____

Листовой	Формат Зона Листов	Обозначение	Наименование	Число	Примечание	
Специл			<u>Документация</u>			
			<u>Сборочный чертеж</u>			
			<u>Сборочные еденицы</u>			
		1	Крышка смотрового окна	1	СЧ-15	
		2	Маслоуказатель жезловый	1	Сталь3	
			<u>Детали</u>			
		3	Корпус	1	СЧ-15	
		4	Крышка корпуса	1	СЧ-15	
		5	Червяк	1	Сталь45	
		6	Крышка подш. сквозная	1	СЧ-15	
		7	Манжета	1	Войлок	
		8	Прокладка	2	Картон	
		9	Стакан	1	Сталь3	
		10	Прокладка	1	Картон	
		11	Брызговик	2	Сталь3	
		12	Крышка подш. глухая	1	СЧ-15	
		13	Вал тихоходный	1	Сталь45	
		14	Крышка подш. сквозная	1	Сталь45	
		15	Манжета	2	Войлок	
	16	Прокладка	1	Картон		
	17	Втулка	1	Сталь3		
	18	Колесо червячное	1	Сталь45		
	19	Крышка подш. глухая	1	СЧ-15		
Листовой	<i>Курсовой проект по детали машин</i>					
	Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	
	Разработал					
	Принял					
	Нарма конктр Утв.					
№№ в специл	<i>Редуктор одноступенчатый червячный</i>			Литера	Лист	Листов
				У		

Копировал

Формат А4

Формат Знак	Листов	Обозначение	Наименование	Число	Примечание	
	20		Прообка	1	Картон	
	21		Прокладка	1	Картон	
	22		Прокладка	1	Картон	
	23		Прокладка	1	Картон	
			<i>Стандартные детали</i>			
	24		Винт М8	6		
			Болт ГОСТ 7798-70			
	25		М8-6G	4		
	26		М12-6G	8		
	27		М16-6G	4		
			Гайка ГОСТ 5915-70			
	28		М12-5H	8		
	29		М16-5H	4		
			Шайба ГОСТ 14.734-39			
	30		8. 21Г	4		
	31		12. 21Г	8		
	32		16. 21Г	4		
			Подшипник ГОСТ 831-75			
	33		46306	2		
			Подшипник ГОСТ 27365-87			
	34		7209	2		
			Шпонка ГОСТ 23360-78			
	35		10x8x63	1		
	36		12x8x63	1		
	37		14x9x58	1		
		<i>Редуктор одноступенчатый червячный</i>				Лист
		Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата
-----	------	-------------	---------	------

10. Уточненный расчет валов

Червячный вал проверять на прочность не следует, так как размеры его поперечных сечений, принятые при конструировании после расчета геометрических характеристик ($d_1 = 63$ мм. $d_{a1} = 75,6$ мм. $d_{f1} = 50,4$ мм.) значительно превосходят те, которые могли быть получены расчетом на кручение. Напомним, что диаметр выходного конца вала получился при расчете на кручение $d_{e1} = 14,56$ мм., а мы по соображениям конструирования приняли его $d_{e1} = 32$ мм. (мы решили этот диаметр для удобства соединения принять равным диаметру вала электродвигателя $d_{e1} = d_{e0}$).

Проверим стрелу прогиба червяка (расчет на жесткость).

Приведенный момент инерции поперечного сечения червяка

$$I_{np} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{3,14 \cdot (50,4)^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{75,6}{50,4} \right) = 41,5 \cdot 10^4 \text{ мм}^4$$

(формула известна из курсов «Сопротивление материалов» и «Детали машин»).

Стрела прогиба

$$f = \frac{l_1^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI_{np}} = \frac{(223,65)^3 \sqrt{489^2 + 711^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 41,5 \cdot 10^4} = 0,002 \text{ мм.}$$

Допускаемый прогиб

$$[f] = (0,005 \div 0,01) \cdot m = (0,055 \div 0,001) \cdot 6,3 = 0,0015 \div 0,06 \text{ мм.}$$

Таким образом, жесткость обеспечена, т.к. $f = 0,002 \text{ мм.} \leq [f]$.

Определение коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях вала червячного колеса следует проводить аналогично тому, как это выполнено для ведущего вала косозубого цилиндрического редуктора

В данном примере запасы прочности больше [s], так как диаметры участков вала, выбранные по условиям монтажа, значительно превышают расчетные.

11. Посадки деталей редуктора и оформление чертежа

Выполнение этих позиций производится аналогично тому, как это сделано в примере. Следует добавить посадку бронзового венца на чугунный центр Н7/р6.

12. Выбор сорта масла

Смазывание зацепления и подшипников производится разбрызгиванием жидкого масла. По таблице устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 129$ МПа и скорости скольжения $v_s = 9,82$ м/с рекомендуемая

вязкость масла должна быть приблизительно равна $15 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Принимаем по таблице масло авиационное МС-22

13. Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку редуктора производят в соответствии с чертежом общего вида. Начинают сборку с того, что на червячный вал надевают крыльчатки и шариковые радиально-упорные подшипники, предварительно нагрев их в масле до 80-100°С. Собранный червячный вал вставляют в корпус.

При установке червяка, выполненного за одно целое с валом, следует обратить внимание на то, что для прохода червяка его диаметр должен быть меньше диаметра отверстия для подшипников. В нашем случае наружный диаметр червяка $d_{a1} = 75,6$ мм, а наружный диаметр подшипников $D = 90$ мм.

В начале сборки вала червячного колеса закладывают шпонку и напрессовывают колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают роликовые конические подшипники, нагретые в масле. Собранный вал укладывают в основании корпуса и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка фланцев спиртовым лаком. Для центровки крышку устанавливают на корпус с помощью двух конических штифтов и затягивают болты.

Закладывают в подшипниковые сквозные крышки резиновые манжеты и устанавливают крышки с прокладками.

Регулировку радиально-упорных подшипников производят набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланцы крышек подшипников.

Для регулировки червячного зацепления необходимо весь комплект вала с червячным колесом сместить в осевом направлении до совпадения средней плоскости колеса с осью червяка. Этого добиваются переносом части прокладок с одной стороны корпуса на другую. Чтобы при этом сохранилась регулировка подшипников, суммарная толщина набора прокладок должна оставаться без изменения.

Ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и маслоуказатель. Заливают в редуктор масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с отдушиной.

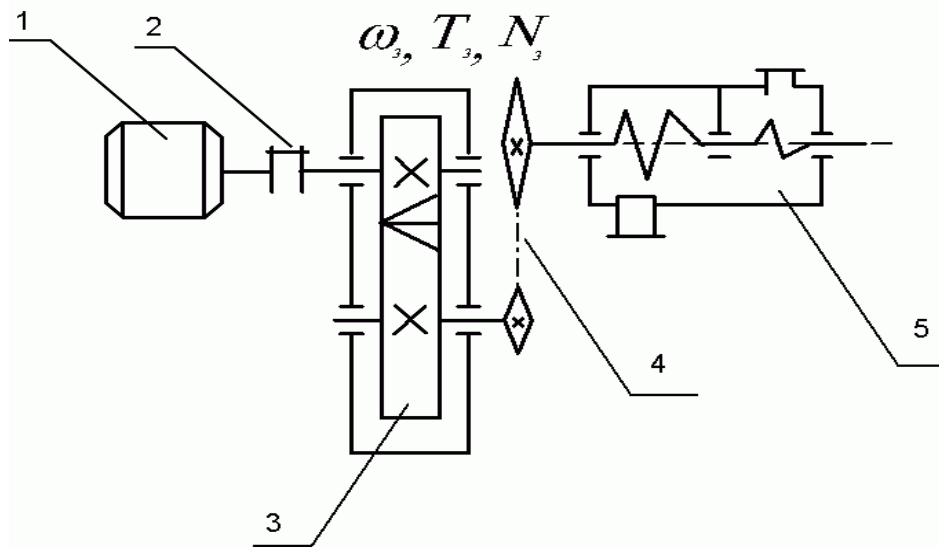
Собранный редуктор обкатывают и испытывают на стенде.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Задачи для расчетно-графических работ и курсовых проектов

РГР- КП-1

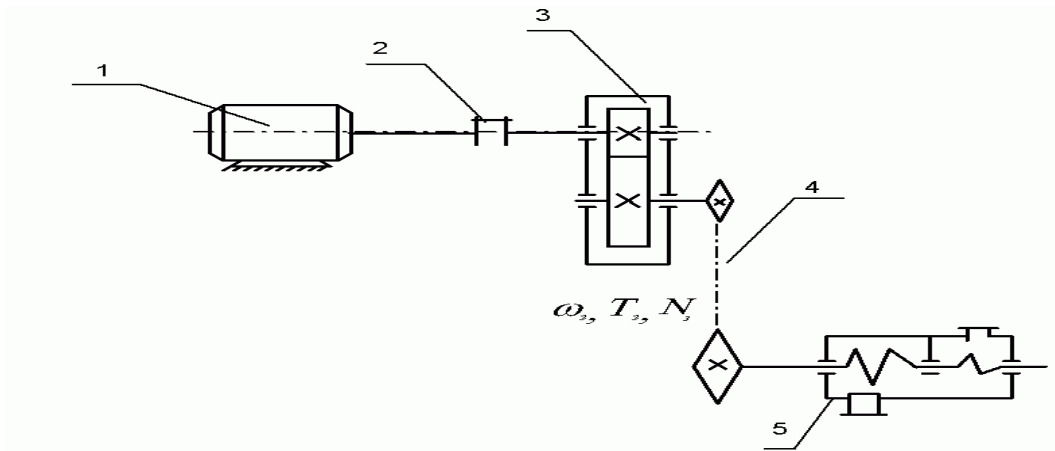
Привод винтового конвейера



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-редуктор; 4-цепная передача; 5-винтовой конвейер.

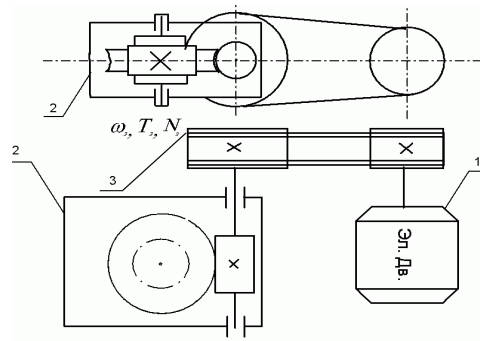
Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$
01	0,7	1,5	09	1,5	2000	17	1,3	2500
02	0,8	6,0	10	1,6	1800	18	1,1	2800
03	0,9	3,0	11	1,4	1500	19	1,2	3200
04	1,0	9,0	12	1,5	2000	20	1,0	3600
05	1,1	4,0	13	1,4	2200	21	0,9	3900
06	1,2	13,0	14	1,2	3000	22	0,8	4100
07	1,3	5,5	15	1,1	4000	23	0,7	3800
08	1,4	17,0	16	1,0	3000	24	1,0	4200



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-редуктор; 4-цепная передача; 5-винтовой конвейер.

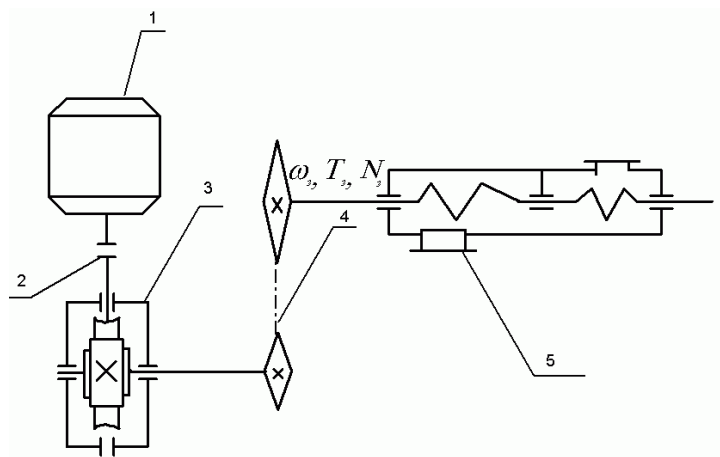
Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$
01	8,0	5,0	08	2,5	400	15	1,7	1000
02	7,5	7,0	09	3,0	500	16	2,0	1200
03	7,0	8,0	10	2,5	1000	17	2,3	1400
04	9,5	18,0	11	4,0	2200	18	1,5	2000
05	9,0	12,0	12	4,5	1100	19	1,7	2200
06	8,5	10,0	13	3,5	1000	20	1,9	2500
07	6,5	4,0	14	2,5	800	21	2,1	3000



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-червячный редуктор; 3-клиноременная передача;

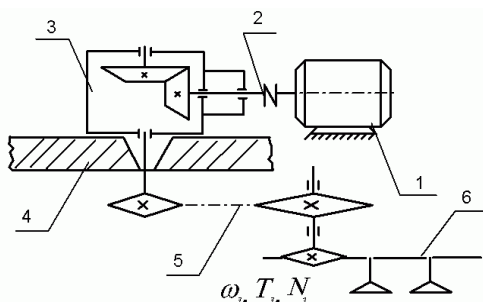
Варианты	Угловой скорость ω_3 <i>rad/c</i>	Крутящий момент T_3 <i>Нм</i>	Варианты	Угловой скорость ω_3 <i>rad/c</i>	Крутящий момент T_3 <i>Нм</i>
01	1,4	8000	11	3,0	3000
02	1,5	8100	12	2,8	2800
03	1,6	8200	13	3,0	5500
04	1,9	7000	14	1,4	7200
05	2,0	5000	15	1,5	7500
06	2,2	5100	16	1,4	5500
07	3,0	4500	17	2,4	3500
08	2,8	4300	18	2,0	3200
09	2,9	4000	19	1,9	4500
10	3,1	2500	20	1,4	3500



Кинематическая схема привода

1- электродвигатель; 2- муфта; 3-редуктор; 4-цепная передача; 5-винтовой конвейер

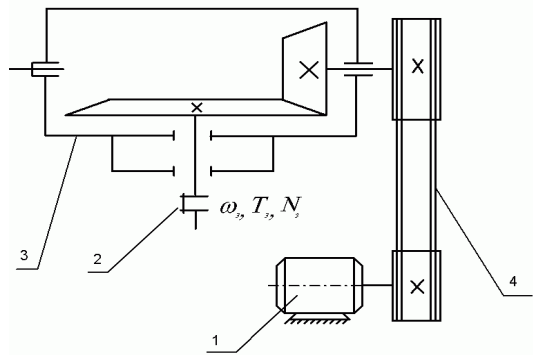
Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$
01	2,0	4,0	09	4,0	600	17	9,5	800
02	2,5	5,5	10	4,5	800	18	9,0	1400
03	3,0	7,0	11	5,0	900	19	8,5	1300
04	3,5	9,0	12	3,3	600	20	8,0	1200
05	4,0	13,0	13	4,7	700	21	7,5	1100
06	4,5	5,5	14	4,2	900	22	7,0	800
07	5,0	17,0	15	4,5	800	23	8,0	1000
08	3,5	4,0	16	3,9	900	24	9,0	950



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-редуктор коническая; 4-ограждение;
5-цепная передача; 6-винтовой конвейер

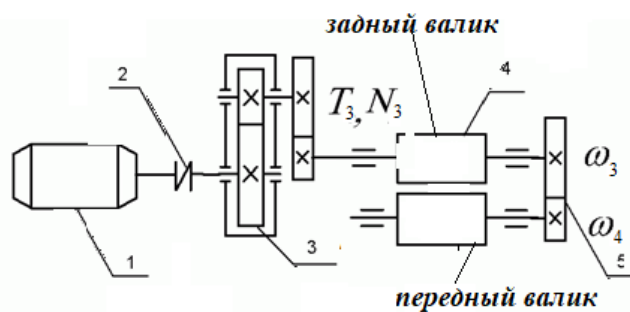
Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$
01	5,5	8,0	11	7,0	600	21	9,5	800
02	7,0	17,0	12	6,5	800	22	9,0	1400
03	5,0	12,0	13	6,0	900	23	8,5	1300
04	7,5	11,0	14	5,5	600	24	8,0	1250
05	8,0	12,5	15	5,0	700	25	7,5	1100
06	6,0	8,5	16	6,0	900	26	7,0	800
07	6,5	7,0	17	6,5	800	27	8,0	1000
08	7,0	7,5	18	7,0	900	28	9,0	950
09	5,5	4,0	19	7,5	500	29	10,0	600
10	6,0	4,5	20	5,5	450	30	11,0	800



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-редуктор коническая; 4-ременная передача.

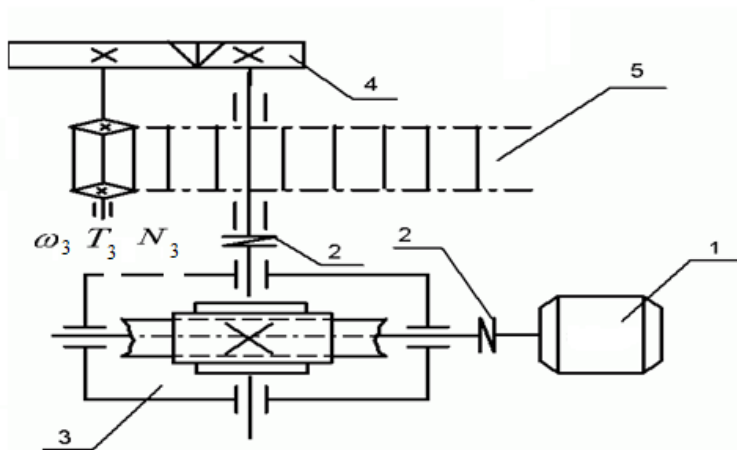
Варианты	Угловой скорость ω_3 rad/c	Крутящий момент T_3 Нм	Варианты	Угловой скорость ω_3 rad/c	Крутящий момент T_3 Нм
01	7,0	1600	11	15,2	900
02	7,5	1700	12	14,2	700
03	7,3	1900	13	15,0	700
04	9,5	2000	14	7,0	100
05	10,0	100	15	7,5	1200
06	11,0	700	16	7,3	1300
07	15,0	800	17	11,3	800
08	1,0	75	18	10	900
09	14,0	90	19	9,5	950
10	14,5	950	20	10	950



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2- муфта; 3-редуктор; 4-валики; 5-открытая зубчатая передача.

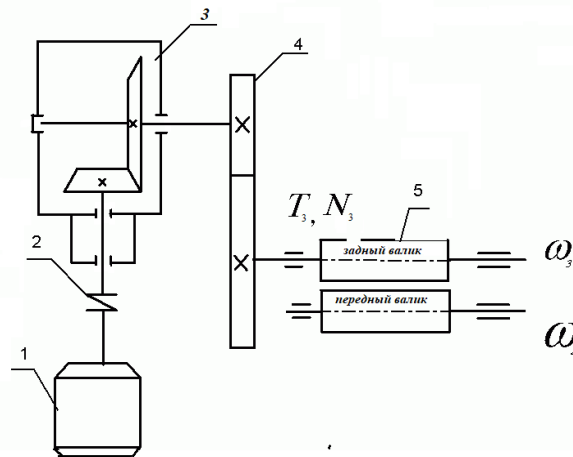
Варианты	Угловой скорость <i>рад/с</i>		Крутящий момент $T_3, Нм$	Варианты	Угловой скорость <i>рад/с</i>		Крутящий момент $T_3, Нм$
	ω_3	ω_4			ω_3	ω_4	
01	4,2	2,0	1000	11	3,5	2,5	800
02	3,5	1,8	800	12	4,0	2,7	700
03	3,5	1,6	700	13	4,5	2,9	600
04	5,0	2,2	900	14	4,5	2,4	500
05	4,0	1,9	700	15	5,0	3,0	800
06	3,5	1,7	600	16	5,5	2,7	600
07	4,5	2,3	1000	17	6,0	2,5	400
08	4,5	2,1	900	18	6,5	3,0	500
09	4,0	1,9	600	19	6,5	3,2	700
10	3,0	1,7	500	20	7,0	3,5	900



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-червячный редуктор с верхним расположением червяка; 4-открытая зубчатая передача; 5-пластинчатый транспортёр.

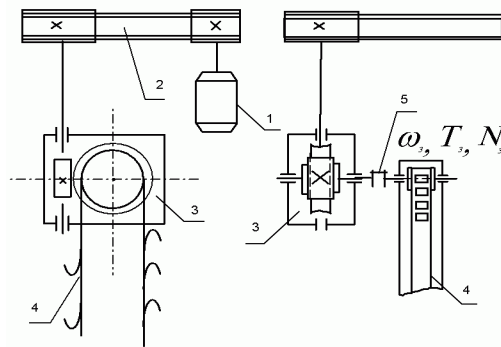
Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Мощность $N_3 \text{ Вт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$
01	3,5	9,0	11	2,0	1700	21	3,5	1500
02	3,9	7,0	12	2,5	2500	22	3,9	2000
03	4,2	4,0	13	3,7	2000	23	4,2	2500
04	4,5	17,0	14	3,5	2800	24	4,5	300
05	4,7	5,0	15	4,0	3000	25	4,7	3200
06	5,0	13,0	16	4,5	2000	26	5,0	2800
07	3,3	8,0	17	5,0	3500	27	3,5	4500
08	3,0	4,0	18	3,0	2000	28	2,7	4000
09	2,7	5,0	19	4,0	3200	29	2,5	4500
10	2,5	7,5	20	4,5	3000	30	3,0	3500



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-редуктор; 4-открытая зубчатая передача;
5-валики;

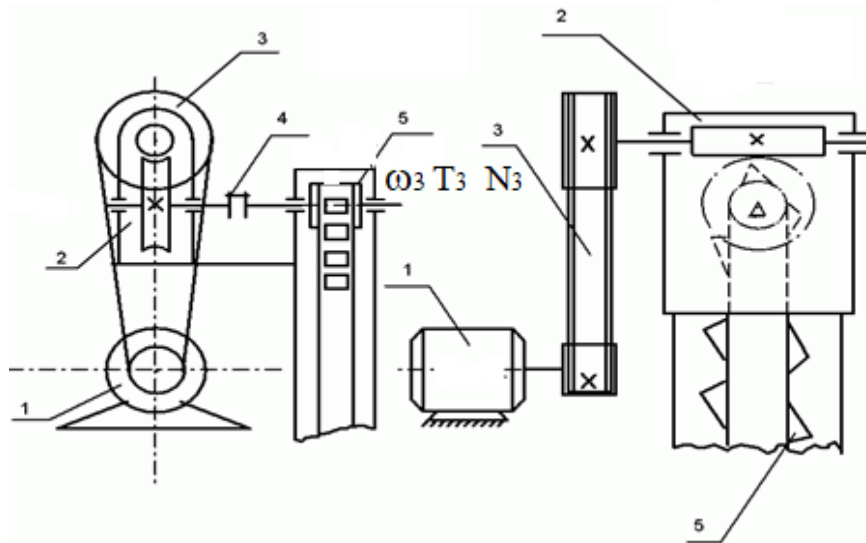
Варианты	Угловой скорость <i>рад/с</i>		Крутящий момент $T_3, Нм$	Варианты	Угловой скорость <i>рад/с</i>		Крутящий момент $T_3, Нм$
	ω_3	ω_4			ω_3	ω_4	
01	3,2	1,8	700	10	3,0	1,7	400
02	3,5	2,0	600	11	3,3	2,0	500
03	3,0	1,6	500	12	2,9	1,5	600
04	4,0	2,0	400	13	3,8	1,5	700
05	4,5	2,5	500	14	4,0	2,5	400
06	ω_3	ω_4	600	15	3,4	1,3	500
07	3,5	1,6	700	16	3,0	1,5	600
08	2,8	1,5	800	17	2,5	1,2	700
09	3,0	1,4	400	18	2,8	1,3	800



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-клиноременная передача; 3-червячный редуктор;
4-элеватор; 5-муфта;

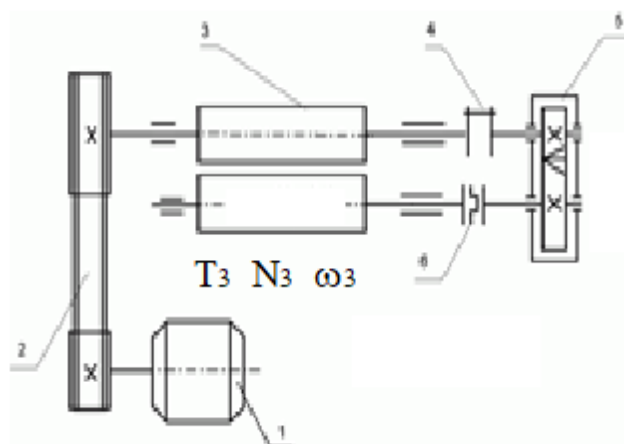
Варианты	Угловой скорость ω_3 рад/с	Мощность N_3 кВт	Варианты	Угловой скорость ω_3 рад/с	Крутящий момент T_3 , Нм	Варианты	Угловой скорость ω_3 рад/с	Крутящий момент T_3 , Нм
01	2,0	7,5	11	4,0	3000	21	2,0	3000
02	2,5	7,0	12	3,5	3000	22	2,5	3200
03	3,0	11,0	13	3,0	2500	23	3, 2,5	3500
04	3,5	11,5	14	2,5	2500	24	3,5	2000
05	4,0	10,0	15	2,0	4000	25	4,0	3000
06	3,5	8,0	16	2,5	4500	26	3,5	3500
07	3,0	7,5	17	3,0	3000	27	3,0	2500
08	2,5	4,0	18	3,5	4000	28	2,5	4000
09	2,0	6,0	19	4,0	3000	29	2,0	4500
10	3,5	5,5	20	4,5	3500	30	3,0	2500



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-червячный редуктор; 3-клиноременная передача;
4-муфта; 5-элеватор;

Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3, \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3, \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$
01	0,7	2000	09	1,5	4000	17	1,0	14,0
02	0,8	1800	10	1,6	3000	18	0,9	11,0
03	0,9	1500	11	1,6	2500	19	0,8	7,5
04	1,0	2000	12	1,5	2000	20	0,7	8,0
05	1,1	3000	13	1,4	1800	21	0,7	3,5
06	1,2	4000	14	1,3	2200	22	0,8	3,0
07	1,3	3000	15	1,2	2500	23	1,0	6,0
08	1,4	2500	16	1,1	3000	24	1,2	4,0

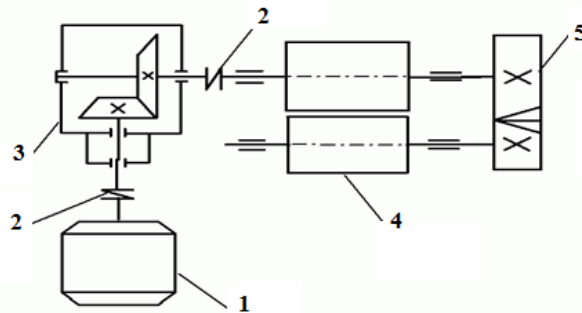


Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-клиноременная передача; 3-измельчающие валики;
4-муфта; 5-редуктор ; 6-муфта.

Примечания: передаточное отношение $i_2 = 1,5 \dots 2,8$ берут из ряда 1,5; 1,7;
2,0; 2,24; 2,5; 2,8

Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3, \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3, \text{ Нм}$
01	20,0	18,0	11	25,0	700	21	21	550
02	18,0	17,0	12	23,0	600	22	19	800
03	16,0	12,5	13	21,0	800	23	17	700
04	14,0	13,0	14	19,0	500	24	15	600
05	15,0	7,5	15	15,0	600	25	13	500
06	17,0	8,0	16	14,0	800	26	14	400
07	19,0	11,0	17	16,0	600	27	16	500
08	21,0	12,0	18	18,0	500	28	18	600
09	13,0	7,0	19	20,0	400	29	20	700
10	15,0	8,5	20	22,0	500	30	22	800

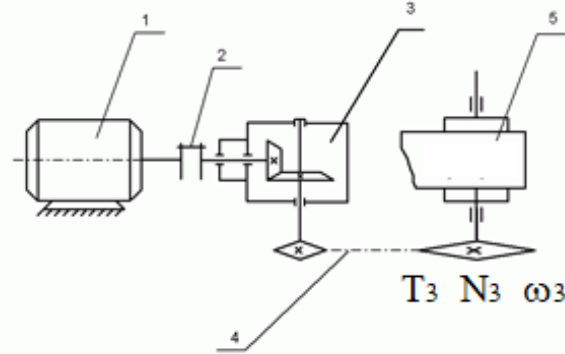


Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-конический редуктор; 4-измельчающие валики; 5-открытая зубчатая передача.

Примечания: передаточное отношение $i_2 = 1,5 \dots 2,8$ берут из ряда 1,5; 1,7; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8

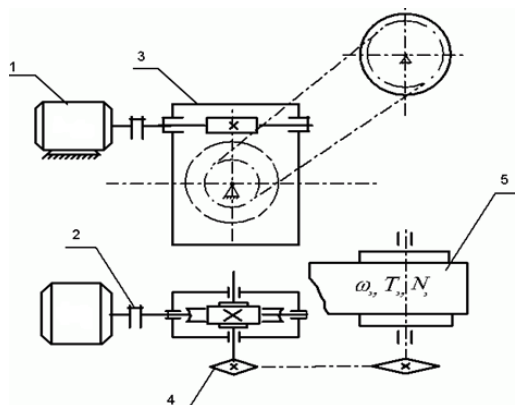
Варианты	Угловой скорость ω_3 рад/с	Мощность N_3 кВт	Варианты	Угловой скорость ω_3 рад/с	Крутящий момент T_3 , Нм	Варианты	Угловой скорость ω_3 рад/с	Крутящий момент T_3 , Нм
01	20,0	17,0	11	25,0	700	21	20,0	850
02	19,0	17,5	12	23,0	600	22	18,0	700
03	18,0	13,0	13	21,0	800	23	16,0	800
04	17,0	17,5	14	19,0	500	24	14,0	900
05	17,0	8,0	15	15,0	600	25	13,0	800
06	16,5	5,0	16	14,0	800	26	15,0	700
07	6,0	7,5	17	14,0	500	27	17,0	600
08	15,0	12,0	18	13,0	400	28	19,0	400
09	14,0	16,5	19	12,0	500	29	21,0	500
10	13,0	11,0	20	11,0	600	30	15,0	600



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3-редуктор; 4-цепная передача; 5-ленточный конвейер

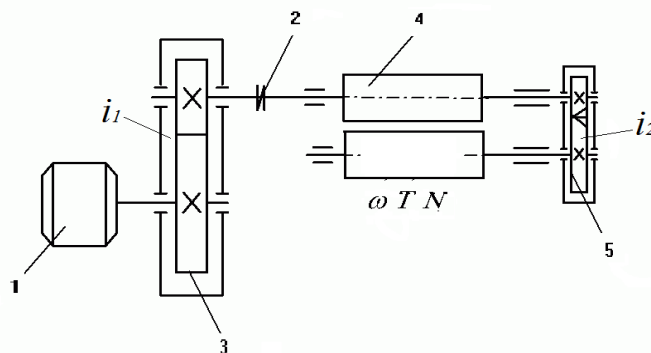
Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Мощность $N_3 \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/c}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$
01	3,5	12,0	08	4,5	15,0	15	1,5	2200
02	3,0	15,0	09	5,0	12,0	16	2,0	1200
03	2,5	10,0	10	6,0	22,0	17	1,8	2000
04	2,8	17,0	11	2,5	13,0	18	2,1	1000
05	4,0	8,0	12	2,8	15,0	19	2,3	800
06	3,5	7,0	13	3,0	8,0	20	2,5	700
07	4,0	16	14	3,5	17,0	21	3,0	2000



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта (МУВП); 3-редуктор; 4-цепная передача;
5-ленточный конвейер.

Варианты	Угловой скорость $\omega_3, \text{rad/s}$	Мощность $N_3, \text{кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3, \text{rad/s}$	Мощность $N_3, \text{кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3, \text{rad/s}$	Крутящий момент $T_3, \text{Нм}$
01	2,0	4,0	08	5,0	17,0	15	5,0	2000
02	2,5	5,5	09	4,5	5,5	16	4,7	3000
03	3,0	7,0	10	4,5	9,0	17	4,5	2800
04	3,5	9,0	11	4,0	7,0	18	4,2	2000
05	4,0	13,0	12	2,7	8,0	19	3,9	2500
06	5,0	17,0	13	3,0	6,0	20	3,5	1700
07	3,5	4,0	14	3,3	10,0	21	4,0	3200

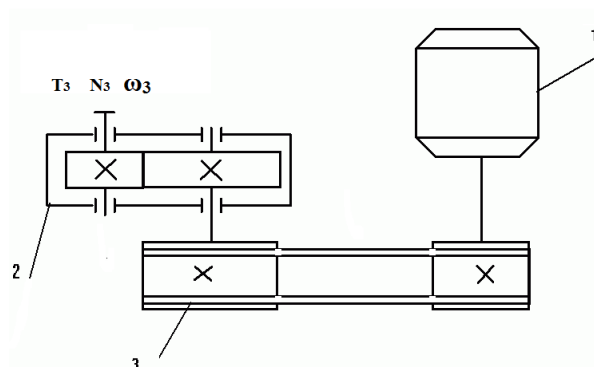


Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта ; 3-редуктор; 4-измельчающие валики;
5-открытая зубчатая передача.

Примечания: передаточное отношение $i_2 = 1,5 \dots 2,8$ берут из ряда 1,5; 1,7; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8

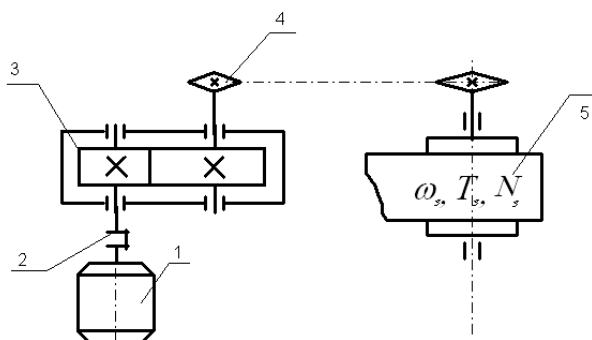
Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Мощность $N_3, \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Крутящий момент $T_3 \text{ Нм}$
01	20,0	17,0	11	25,0	700	21	20,0	850
02	19,0	17,5	12	23,0	600	22	18,0	700
03	18,0	13,0	13	21,0	800	23	16,0	800
04	17,0	17,5	14	19,0	500	24	14,0	900
05	17,0	8,0	15	15,0	600	25	13,0	800
06	16,5	5,0	16	14,0	800	26	15,0	700
07	16,0	7,5	17	14,0	500	27	17,0	600
08	15,0	12,0	18	13,0	400	28	19,0	400
09	14,0	16,5	19	12,0	500	29	21,0	500
10	13,0	11,0	20	11,0	600	30	15,0	600



Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2-муфта; 3клиноременная передача.

Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Мощность $N_3, \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Мощность $N_3, \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ рад/с}$	Мощность $N_3, \text{ кВт}$
01	3,0	10,0	10	2,2	11,0	19	2,0	17,0
02	3,5	8,5	11	2,4	9,0	20	1,8	12,0
03	3,2	11,0	12	2,0	8,0	21	1,6	13,0
04	3,0	14,0	13	2,5	7,5	22	1,9	7,5
05	2,8	15,0	14	2,7	8,5	23	1,7	8,0
06	2,6	8,0	15	2,3	11,0	24	2,0	11,0
07	2,5	7,5	16	2,8	5,5	25	2,4	10,0
08	2,3	17,0	17	3,0	17,0	26	2,6	15,0
09	2,5	16,0	18	2,5	11,0	27	2,2	14,0

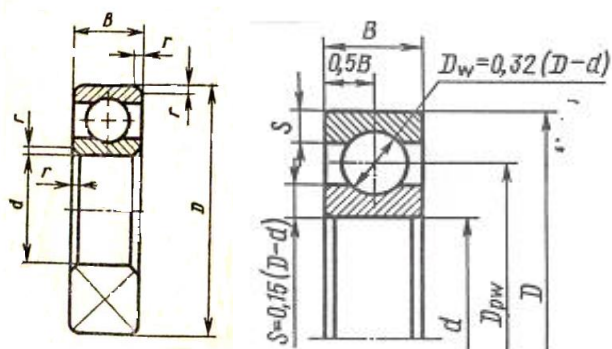


Кинематическая схема привода

1-электродвигатель; 2- муфта; 3-редуктор; 4-цепная передача;
5-ленточный конвейер.

Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/s}$	Мощность $N_3, \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/s}$	Мощность $N_3, \text{ кВт}$	Варианты	Угловой скорость $\omega_3 \text{ rad/s}$	Крутящий момент $T_3, \text{ Нм}$
01	7,5	12,0	08	9,0	15,0	15	2,0	2200
02	6,0	15,0	09	10,0	12,0	16	2,5	1200
03	4,5	10,0	10	12,0	22,0	17	3,0	2000
04	5,0	17,0	11	4,5	13,0	18	4,0	1000
05	8,0	8,0	12	5,0	15,0	19	4,5	800
06	7,0	7,0	13	6,0	8,0	20	5,0	700
07	8,0	20,0	14	7,0	17,0	21	3,5	2000

Шарикоподшипники радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)
(Размеры в мм)

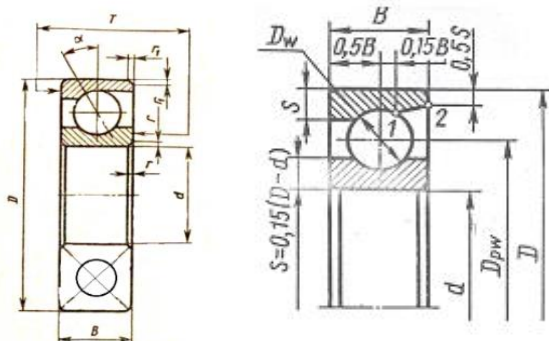


Условное обозначение		d	D	B	r	Грузоподъемность (кН)	
						динамическая C	Статическая C ₀
Особолегкая серия							
100	-	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	-	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	80104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	-	25	47	12	1	11,2	5,6
106	80106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	-	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	80108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	-	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	-	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	-	55	90	18	2	28,1	17
112	-	60	95	18	2	29,6	18,3
113	-	65	100	18	2	30,7	19,6
114	-	70	110	20	2	37,7	24,5
115	-	75	115	20	2	39,7	26,0
116	-	80	125	22	2	47,7	31,5
117	-	85	130	22	2	49,4	33,5
118	-	90	140	24	2,5	57,2	39,0
119	-	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	-	100	1540	24	2,5	60,5	41,5
Легкая серия							
200	80200	10	30	9	1	5,9	2,65
201	80201	12	32	10	1	6,689	3,1
202	80202	15	35	11	1	7,8	3,55
203	80203	17	40	12	1	9,56	4,5
204	80204	20	47	14	1,5	12,7	6,2

205	80205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	80206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	-	35	72	17	2	25,5	13,7
208	80208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	80209	45	85	19	2	33,2	18,6
209A	-	45	85	19	2	35,1	19,8
210	-	50	90	20	2	35,1	19,8
211	-	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	80212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	80213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	-	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	80215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	-	80	140	26	3	70,2	45,0
217	-	85	150	28	3	83,2	53,0
217A	-	85	150	28	3	89,5	56,5
218	80218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	-	95	170	32	3,5	108,0	69,5
219A	-	95	170	32	3,5	115,0	74,0
220	80220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Средняя серия							
300	-	10	35	11	1	8,06	3,75
301	-	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	-	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	-	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	-	20	52	15	2	15,9	7,8
305	-	25	62	17	2	22,5	11,4
306	-	30	72	19	2	28,1	14,6
307	-	35	80	21	2,2	33,2	18,0
308	-	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	-	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	-	50	110	27	3	65,89	36,0
311	-	55	120	29	3	71,5	41,5
312	-	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	-	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	-	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	-	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	-	80	170	39	3,5	124,0	80,0
316K5	-	80	170	39	3,5	130,0	89,0
317	-	85	180	41	4	133,0	90,0
318	-	90	190	43	4	143,0	99,0
319	-	95	200	45	4	153,0	110

319K5	-	95	200	45	4	161,0	120,0
320	-	100	2158	47	4	174,0	132,0
Тяжелая серия							
403	-	17	62	17	2	22,9	11,8
405	-	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	-	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	-	35	100	25	2,5	55,3	31,6
408	-	40	110	27	3	63,7	36
409	-	45	120	29	3	76,1	45,5
410	-	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	-	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	-	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	-	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	-	70	180	42	4	143,0	105,0
416	-	80	200	48	4	163,0	125,0
417	-	85	210	52	5	174,0	135,0

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75)

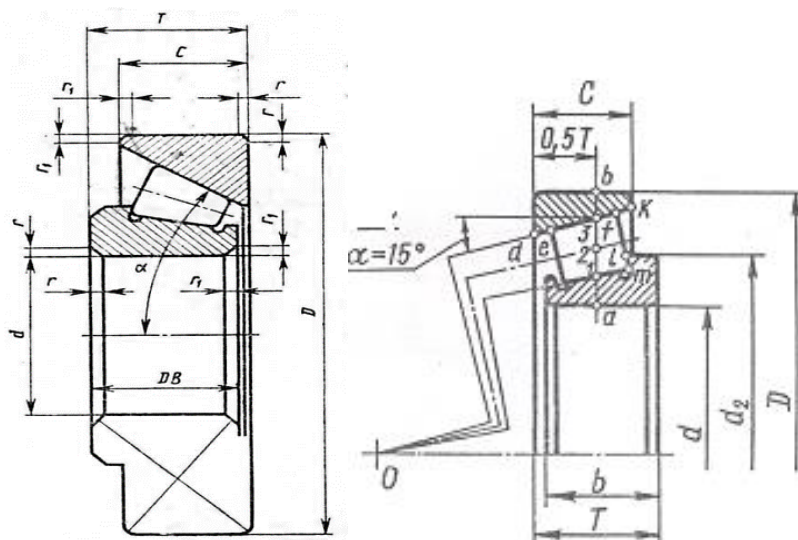


Условное обозначение	d	D	B	T	r	R ₁	Грузоподъемность (кН)	
							Динамическая C	Статическая C ₀
Особо лёгкая серия $\alpha=12^0$								
36104	20	42	12	12	1	0,5	10,6	5,32
36105	25	47	12	12	1	0,5	11,8	6,29
36106	30	55	13	13	1,5	0,5	15,3	8,57
36107	35	62	14	14	1,5	0,5	19,1	11,3
Легкая узкая серия $\alpha=12^0$								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,10

36206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	18	2	1	38,0	23,2
36209	45	85	19	19	2	1	31,2	25,1
36210	50	90	20	20	2	1	43,2	27,0
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	28	3	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	30	3	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	32	3,5	2	134,0	95,0
Средняя узкая серия $\alpha=12^0$								
36302	15	42	13	13	1,5	0,5	13,6	6,80
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17,2	8,70
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	43	4	2	189,0	145,0
Средняя узкая серия $\alpha=26^0$								
46303	17	47	14	-	1,5	0,5	16,10	8,0
46304	20	52	15	-	2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17	-	2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19	-	2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21	-	2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23	-	2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25	-	2,5	1,5	61,4	37,0
46310	50	110	27	-	3	2	71,8	44,0
46312	60	130	31	-	3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33	-	3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35	-	3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39	-	3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43	-	4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47	-	4	2	213,0	177,0
Легкая узкая серия $\alpha=36^0$								
66207	35	72	17	-	2,5	1,2	17,0	14,7
66211	55	100	21	-	2,5	1,2	46,3	28,4
66215	75	130	25	-	2,5	1,2	71,5	49,0
66219	95	170	32	-	3,5	2	121,0	85,0
66221	105	190	36	-	3,5	2	148,0	108,0
Средняя узкая серия $\alpha=36^0$								
66309	45	100	25	-	3	1,5	60,8	36,4
66312	60	130	31	-	3,5	2	93,7	58,8
66314	70	150	35	-	3,5	2	119,0	76,8

Тяжелая узкая серия $\alpha=36^0$								
66406	30	90	23	-	2,5	1,2	43,8	27,0
66408	40	110	27	-	3	1,5	72,2	42,3
66409	45	120	29	-	3	1,5	81,6	47,3
66410	50	130	31	-	3,5	2	98,9	60,1
66412	60	150	35	-	3,5	2	125,0	79,5
66414	70	180	42	-	4	2	152,0	109,0
66418	90	225	54	-	5	2,5	208,0	162,0

Роликоподшипники конические однорядные (по ГОСТ 333-79)



Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	R ₁	C кН	C ₀ кН	e	Y	Y ₀
Особо лёгкая серия $\alpha=11^0 \dots 15^0$												
2007106	30	55	17	16	14	1,54	0,5	27,0	19,9	0,24	2,5	1,38
2007107	35	62	18	17	15	1,5	0,5	32,0	23,0	0,27	2,21	1,22
2007108	40	68	19	18	16	1,5	0,5	40,0	28,4	0,33	1,84	1,01
2007109	45	75	20	19	16	1,5	0,5	44,0	34,9	0,30	1,99	1,10
2007111	55	90	23	22	19	2	0,8	57,0	45,2	0,33	1,8	0,99
2007113	65	100	23	22	19	2	0,8	61,0	64,5	0,38	1,59	0,88
2007114	70	110	25	24	20	2	0,8	77,6	71,0	0,28	2,11	1,16
2007115	75	115	25	24	20	2	0,8	78,3	75,0	0,28	1,99	1,1
2007116	80	125	29	27	23	2	0,8	102,0	93,0	0,34	1,77	0,97
2007118	90	140	32	30	26	2,5	0,8	128,0	111,0	0,34	1,76	0,97
2007119	95	145	32	30	26	2,5	0,8	130,0	115,0	0,36	1,69	0,93
2007120	100	150	32	30	26	2,5	0,8	132,0	120,0	0,37	1,62	0,89
Легкая серия $\alpha=12^0 \dots 18^0$												
7202	15	35	11,75	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,45	1,33	0,73

7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,31	1,97	1,05
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,235	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,5	22,0	0,36	1,64	0,9
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,41	1,45	0,8
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,6	0,88
7211	55	100	22,75	2	1	2,5	0,8	65,0	46,0	0,4	1,46	0,8
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8	112,0	95,2	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,43	1,38	0,76
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0	168,0	131,0	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,41	1,49	0,82
Средняя серия $\alpha=10^0 \dots 14^0$												
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	0,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,0	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,33	1,8	0,99
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	0,3	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,3	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,31	1,94	1,08
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,33	1,93	1,06
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5	230,0	196,0	0,31	1,91	1,05
73118	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,32	1,88	1,03

ГЛОССАРИЙ

Сложное сопротивление – возникновение в поперечном сечении бруса два и более внутренних силовых факторов под воздействием внешних сил.

Косой изгиб – несовпадение плоскости изгибающего момента с плоскостями (z_{ox} , z_{oy}) главных инерции бруса.

Нейтральный ось сечения – геометрические места точек сечения, где нормальное напряжение равно нулю ($\sigma = 0$)

Условия прочности – условия обеспечивающие работы материалов в зоне эластической (зона пропорциональности) деформации.

Изотропный материал – имеющими одинаковые свойства во всех направлениях.

Анизотропный материал – имеющими неодинаковые свойства во всех направлениях.

Изгибающий момент – момент действующий в перпендикулярной плоскости к поперечной сечению бруса.

Расчет на прочность – определение эквивалентного напряжения на поперечном сечении бруса расчетным моментом и сравнение его с допускаемым напряжением.

Машина – устройство выполняющие полезную механическую работу для облегчения умственного и физического труда человека.

Механизм – является основной частью машины и есть система тель части которой совершают целенаправленное относительное движение.

Звено—одна деталь или жесткое соединение нескольких деталей.

Кинематическая пара-подвижное соединение двух и более звеньев.

Степень подвижности механизма – количество ведущих звеньев и механизме.

Кинематика – изучает возможные движения механизма.

Абсолютное скорость – скорость относительно стойки.

Относительная скорость – скорость точки относительно другой точки звена.

Момент инерции – мера тела совершающие вращательное или колебательное движение.

Реакция – взаимное действия сил двух звеньев в кинематической паре.

Уравновешивающая сила – сила двигателя, вставляя в условный кривошип уравновешивают внешних и инерционных сил.

Внешнее зацепление – зацепление, имеющие отрицательное передаточное отношение вращающихся противоположном направлениях колес

Внутреннее зацепление – зацепление, имеющие положительное передаточное отношение вращающихся одинаковом направлениях колес

Редуктор – понижающая передача (кинематических параметров)

Мультипликатор – повышающая передача (кинематических параметров)

Планетарный механизм – механизм, имеющий два входного и одна выходного звено

Дифференциал – механизм, имеющий одна входного и две выходного звено

Деталь – часть машины изготовленное без сборки.

Узел – завершено сборочное единица состоящий из деталей.

Надежность – свойства сохранения по течению времени работоспособности и качества продукции.

Прочность – способность материала конструкций и их элементов сопротивляться действию внешних сил, не разрушаясь.

Разъемные соединения – при разъединении их детали не повреждаются.

Неразъемные соединения – при разъединении их детали повреждаются.

Механическая передача – механизм, превращающие параметров двигателя при передаче к исполнительным органам машины.

Мультипликатор – передача передаточное отношение которых меньше единицы.

Зубчатая передача – движение между звеньями передается с помощью последовательно зацепляющихся зубьев.

Шестерня – маленькое из пары зубчатых колёс.

Зубчатое колеса – большое из пары зубчатых колёс.

Ведущий вал – вал, начинающий движение.

Ведомый вал – вал, приводимое в движение под воздействием ведущего вала.

Коэффициент полезного действия – отношение мощности на ведомом валу к мощности ведущего вала.

Цилиндрические зубчатые передачи – оси валов параллельные.

Конические зубчатые передачи – оси колес пересекаются.

Межосевое расстояние – расстояние между осями валов колес.

Муфты – устройства для соединения валов совместно работающих узлов машин, частей составных валов и т .д.

GLOSSARIY

Murakkab qarshiliklar – tashqi kuchlar taʼsiridan brusning koʻndalang kesimida ikki va undan ortiq ichki kuchlarning mavjud boʻlishi.

Qiya egilish – eguvchi momeent teekisligining brus bosh inersiya tekisliklari (zox, zoy) bilan toʻgʻri kelmasligi.

Kesimning neytral oʻqi – normal kuchlanish ($\sigma=0$) nolga teng boʻlgan kesimdagi nuqtalarning geometrik oʻrni.

Mustahkamlik sharti–materiallarning elastik deformatsiya zonasi (proporsionallik chegarasi)da ishlashini taminlovchi shart.

Izotrop material – hamma yoʻnalishlarda bir xil xossaga ega boʻlish xususiyatidir.

Anizotrop materiallar – hamma yoʻnalishlarda xar xil xossaga ega boʻlish xususiyatidir.

Eguvchi moment – brusning koʻndalang kesim yuzasiga perpendikulyar tekislikda taʼsir etuvchi moment.

Burovchi moment – brusning geometrik oʻqiga nisbatan olingan moment (brus koʻndalang kesimining normaliga nisbatan olingan moment).

Mustahkamlikka hisoblash – brusning koʻndalang kesimidagi ekvivalent kuchlanishni hisobiy moment boʻyicha aniqlash va uni ruxsat etilgan kuchlanish bilan taqqoslashdir.

Mashina – insonning aqliy va jismoniy mehnatini yengillashtirish, ish umumdorligini oshirish uchun foydali mexanik ish qiladigan qurilmadir.

Mexanizm – mashinaning asosiy qismi boʻlib, u qismlari – maqsadga muvofiq nisbiy harakat qiluvchi jismlar tizimidir.

Boʻgʻin – bitta detal yoki bir qancha detallarning biki qattiq birikmasidir.

Kinematik juft – bu kontaktda boʻlgan ikki boʻgʻinning harakatchan bogʻlanishidir.

Mexanizmning erkinlik darajasi uning kirish boʻgʻinlari sonlarining yigʻindisiga teng.

Kinematika – mexanizmlarda mumkin bo‘lgan harakatlarni o‘rganadi.

Absolyut tezlik – bu stoykaga nisbatan nuqtaning tezligi.

Nisbiy tezlik – bu zvenodagi bir nuqtaning boshqa nuqtasiga nisbatan tezligi (shatun uchun).

Inersiya momenti – aylanma yoki silkinma harakatlanuvchi jism o‘lchovi.

Reaksiya – kinematik juftdagi ikki zvenoning o‘zaro ta‘sir kuchi.

Muvozanatlovchi kuch – dvigatel kuchi, shartli krivoshipga qo‘yilib, tashqi va inersiya kuchini muvozanatlaydi.

Tashqi ilashma – bu manfiy uzatish nisbatiga ega bo‘lgan qarama-qarshi yo‘nalishda aylanuvchi g‘ildiraklar uzatmasi.

Ichki ilashma – bu musbat uzatish nisbatiga ega bo‘lgan bir xil yo‘nalishda aylanuvchi g‘ildiraklar uzatmasi.

Reduktor – bu sekinlanuvchan uzatma.

Multiplikator – bu tezlanuvchan uzatma.

Planetar – bu ikkita kirish va bitta chiqishga ega bo‘lgan planetar mexanizm.

Differensial – bu bitta kirish va ikkita chiqishga ega planetar mexanizm.

Detal – mashinaning yig‘masdan tayyorlangan qismi.

Uzel – tugallangan yig‘ma birligi bo‘lib, umumiy funksional vazifali detallardan tuziladi.

Ishonchlilik – mahsulotning vaqt davomida ishchanlik qobilyatini saqlab qolish hususiyati.

Bikrlik – detallning yuklanish ta‘siri ostida deformatsiyaga qarshilik ko‘rsatish qobilyati.

Ajraladigan birikmalar – birikmani ajratishda uning detallari buzilmaydi. Masalan, rezbani shponkali, tishli (shlitsali), profil, klemmali, shtiftli birikmalar.

Ajralmaydigan birikmalar – birikmaning ajratilishi uning detallarini buzilishiga olib keladi. Masalan, payvand parchin mixli yelimli, karsharlanadigan

Mexanik uzatma – dvigatel parametrini mashina ijro etuvchi aʻzolariga uzatishda oʻzgartirib beradigan mexanizm.

Reduktor – nisbati 1 dan katta boʻlgan tishli yoki chervyakli uzatmalardan tuzilgan yopiq uzatmalardan iborat aylanishlar takroriyiligini pasaytiruvchi qurilma.

Multiplikator – uzaish nisbati 1 dan kichik boʻlgan tishli yoki chervyakli uzatmalardan iborat aylanishlar takroriyiligini koʻtaruvchi qurilma.

Tishli uzatma – tishli gʻildiraklar juftini ilashishiga asoslangan uzatma.

Shesternya – tishli gʻildiraklar juftidan kichigi.

Tishli gʻildirak – tishli gʻildirak juftidan kattasi.

Yetaklovchi val – Harakatni boshlovchi val. Reduktorlarda yetaklovchi val tezroq aylanadi.

Yetaklanuvchi val – Harakatga yetaklovchi val taʻsirida keladi. Reduktorlarda yetaklanuvchi val sekinroq aylanadi.

Yuritma (uzatma)ning foydali ish koyeffitsiyenti – Uzatma yetaklanuvchi validagi quvvatni umumiy sarf boʻlgan quvvatga nisbati. bilan belgilanadi. Odatda

Silindrsimon tishli uzatmalar – Silindrsimon toʻgʻri, qiya yoki shevron tishli gʻildiraklardan tuzilgan tishli uzatma. Ularning vallarini oʻqlari parallel boʻladi.

Konuissimon tishli uzatma – Konuissimon gʻildirakli tishli uzatma. Konuissimon uzatma vallarining oʻqi kesishuvchan boʻladi.

Oʻqlararo masofa – tishli, chervyakli, tasmali, zanjirli (va sh.k) uzatmalarda gʻildirak (yulduzcha, chervyak va chervyakli gʻildiragi) markaziy oʻqlari orasidagi masofa.

Muftalar – texnikada vallar, sterjenlar, quvurlar, elektrik simlar uchlarini biriktiradigan qurilmalar «Mashina detallari» fanidan faqat vallarning uchlarini biriktiradigan muftalar koʻriladi.

GLOSSARY

Difficult resistance – origin in cross-section section of a wooden block two and more internal power factors under effect external forces.

Slanting curving – incongruity of a plain bending moment with plains (z_{ox} , z_{oy}) the main things of inertia of a wooden block.

Neutral axe of the cross – section – geometrical places of points of the section where normal voltage is zero ($\sigma = 0$)

Strength conditions – conditions of executive operations of materials in a place elastic (territory of a proportionality) strains.

Isotropic material – having identical properties in all directions.

Anisotropic material – having unequal properties in all directions.

The flexing moment – the moment operating in a perpendicular plain.

Calculation on strength – definition of equivalent voltage on a wooden block cross – section the settlement moment and its comparison with allowable voltage.

The Car – the device which detaches useful mechanical operation for simplification mental and physical work of the person.

The gear – is a main body of the car and there is a system object which parts make purposeful relative movement.

Link – one a detail or rigid combination of several details.

Kinematic a para – movable joint of two and more members.

Gear axis – amount of guide links and the gear.

The kinematics – studies possible movements of the gear.

Absolute rate – rate concerning a stand.

Relative rate – speed of a point concerning other point a link.

Moment of inertia – a body measure which is accomplished rotatory or an oscillating motion.

Reaction – mutual operations of forces of two links in a kinematic pair.

Balancing force – force of the drive, inserting into a conditional crank balances external and inertial forces.

External linkage – linkage, has a negative transmission ratio of sprockets spinning opposite directions

Internal linkage – linkage, has a positive transmission ratio of sprockets spinning identical directions

The reducer – the reduction drive (kinematic parameters)

The animator – the multiplying gear (kinematic parameters)

Planetary train – the gear having two input and one output link

Differential – the gear having one input and two output links

Detail – a car part fabricated without assembly.

Node – complete assembly unit consisting of details.

Reliability – properties of preservation after a current of time of working capacity and quality of production.

Strength – ability of a material of constructions and their elements to resist to operation of external forces, without failing.

Detachable joints – at disconnecting of their detail unmanageability.

Permanent joints – at disconnecting of their detail are damaged.

Mechanical transmission – the gear, transformation drive parameters at transmission for package of the machine.

Multiplying gear – transmission transmitting rate which is less than unit.

The gear – movement between links is transmitted with the help of sequentially catching on teeth.

Pinion gear – small from pair h–pole serrated Wheel.

H-pole serrated sprockets – big from pair h–pole serrated wheel.

Drive shaft – the shaft a beginner to movement.

Driven shaft – the shaft, set in motion under the influence of a drive shaft.

Efficiency – a power ratio on led to the shaft to power of a drive shaft.

Cylindrical gears – shafts of shafts parallel.

Conical gears – shafts of sprockets are intersected.

Axle base – distance between shafts of shafts of sprockets.

Clutches – devices for joint of shafts of in common working nodes of cars, parts of built–up shafts and etc.

ЛИТЕРАТУРА

1. Karimov R.I., Saliyev A. Amaliy mexanika. T.: Fan va texnologiya, 2005, 268 b
2. Зокиров Г.Ш. Машина ва механизмлар назарияси. Техника олий ўқув юртлари талабалари учун дарслик. ЎзР ЎЎМТВ томонидан тавсия этилган.-Т.:2002
3. Джамая В.В. Прикладная механика.-М.: Дрофа,2004.- 415 с.
4. Демин О.В., Буланов В.Е. Прикладная механика. Практические расчет. Учебное пособие. - М.: Высшая школа. 2008.
5. Karimov R.I., Baratov N.B., Maksudova N.A. “Amaliy mexanika” fanining Materiallar qarshiligi bo‘limidan O‘quv qo‘llanma. TDTU 2005.
6. Karimov R.I., Baratov N.B., Maksudova N.A. «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanidan «Pishangli mexanizmlarning strukturaviy va kinematik mushohadasi» mavzusi bo‘yicha hisob-grafika ishlarini bajarish uchun o‘quv qo‘llanma. Toshkent davlat texnika universiteti 2010.
7. Винокуров А.И. Сборник задач по сопротивлению материалов: М.: Высш.шк., 1990. – 383 с.: ил.
8. Hasanov S., Nabiyeв A. Materiallar qarshiligidan masalalar yechish. – Toshkent: O‘zbekiston, 2006. - 288 b.
9. Jo‘rayev A., Tojiboyev R., “Amaliy mexanika”. Toshkent-2007 y
10. Негматуллаев С. И. «Амалий механика», Тошкент, «Ўқитувчи», 2006 й
11. Shoobidov Sh.A. Mashina detallari: Texnika oliy o‘quv yurtlari uchun darslik. - Toshkent: “O‘zbekiston ensiklopediyasi”, 2014. – 444 b.
12. Kurganbekov M.M., Moydinov A. Mashina detallari: O‘quv qo‘llanma. I va II qismlar. –Toshkent: “O‘zbekiston ensiklopediyasi”, 2014. - 384 b.
13. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов. –М.: Издательский центр «Академия», 2003. –496 с.

14. «Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике» под редакцией А.А.Яблонского, - М., Высшая школа,1985.

15. Тарг С.М.«Краткий курс теоретической механика», 12-изд., Высшая школа, 2002.

16. Шейнблит А.Е. «Курсовое проектирование деталей машин» М. «Высшая школа»1991.

17. Bibutov N.S. Amaliy mexanika. -T.: Yangiyo‘l poligrafiya servis, 2008. -544 b.

18. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. 3-е изд. Перераб.и доп. -М.: ИНФРА-М, 2011. – 414 с.

19. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. Издание третье, стереотипное -М.: ООО ТИД “Альянс”, 2005.-416 с.

20. Ashok,G. Ambtkar “Mechanism and mashine theory”,-India, New Deili, 2013 y.-986 p.

21. Матлин М.М. Основы расчета деталей и узлов транспортных машин. Учебное пособие.-В.: ВолгГТУ,2010.-251 с.

22. N.B.Baratov Amaliy mexanika. O‘quv qo‘llanma, - Toshkent „Innovatsion rivojlanish nashriyot-matbaa uyi“ 2020, 300 b.

23. Gorbenko V.M., Gorbenko T.I., Baratov N.B. Mexanizm va mashinalar nazariyasidan amaliyot. O‘quv qo‘llanma, - Toshkent INOVATSIYA nashriyoti 2021 . 324 b.

24. N.B.Baratov Amaliy mexanika Darslik, - Toshkent INOVATSIYA nashriyoti 2021 . 382 b.

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
РАЗДЕЛ 1.СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ	
1. Основные понятия и определения.....	5
Виды нагрузок и основных деформаций.....	10
Метод сечений. Напряжение.....	12
2. Растяжение, сжатие брусьев, стержней.....	22
2.1. Исходные понятия.....	22
Система единиц и принятые обозначения.....	29
2.2.Пример выполнения задачи №1.....	42
2.3. Пример выполнения задачи №2.....	48
2.4. Пример выполнения задачи №3.....	51
2.5. Пример выполнения задачи №4.....	57
3. РАСЧЕТ БРУСЬЕВ И СТЕРЖНЕЙ ПРИ КРУЧЕНИИ	
3.1. Исходные понятия.....	62
3.2. Условия задач №5, №6.....	64
3.3. Система единиц и принятые обозначения.....	65
3.4. Пример выполнения задачи №5.....	73
3.5. Пример выполнения задачи №6.....	77
4. РАСЧЁТ БРУСЬЕВ И СТЕРЖНЕЙ ПРИ ИЗГИБЕ	
4.1. Исходные понятия.....	84
4.2. Условия задач №7, №8.....	88
Система единиц и принятые обозначения.....	89
4.3. Пример выполнения задачи задача №7.....	98
4.4. пример выполнения задачи задача №8.....	102
5. РАСЧЕТ СЕЧЕНИЯ РАМ И БРУСЬЕВ ПРИ ИЗГИБЕ И КРУЧЕНИИ	
5.1. Условия задач №9.....	109
Система единиц и принятые обозначения.....	109
5.2. Пример расчета стальной рамы. Задача №9.....	114
РАЗДЕЛЬ: ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН	
Требования к оформлению работы.....	120

Объем и содержание работы.....	120
ЗАДАНИЕ 1.....	122
ЗАДАНИЕ 2.....	123
ЗАДАНИЕ 3.....	124
ЗАДАНИЕ 4.....	125
ЗАДАНИЕ 5.....	126
1. Построение 12 планов положений механизма.....	127
2. Структурный анализ механизма.....	130
3. Построение кинематических диаграмм.....	131
4. Определение величин истинных скоростей и ускорений по замерам ординат кинематических диаграмм..	134
5. Построение планов скорости и ускорений.....	135
6. Вычисление скоростей и ускорений аналитическим методом.....	141
Образец выполнения РГР (для задания 1).....	145
Примеры для структурного анализа пространственных механизмов.....	159
Кинематические пары и их обозначения на схемах.....	163
Задачи 1–10.....	165
Задачи 11–14.....	166
Задачи 15–18.....	168
Задачи 19–28.....	169
Задачи 29–48.....	170
Задачи 49–54.....	171
Задачи 55–61.....	172
Задачи 62–66.....	174
Задачи 67–74.....	175
Задачи 75–89.....	177
Задачи 90–108.....	181
Силовой анализ.....	189
Задачи 109–114.....	194
Пример силового расчета группы 2-го класса третьего вида.....	196
Задачи 115–122.....	198

Задачи 123-126.....	200
Задачи 127–134.....	203
РАЗДЕЛ: ДЕТАЛИ МАШИН	207
Проектирование привода ленточного конвейера.....	207
Расчет и проектирование.....	208
1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет	208
2. Расчет цепной передачи.....	216
3. Расчет ременной передачи.....	223
4. Расчет клиноременной передачи.....	232
5. Расчет зубчатых колес редуктора.....	244
6. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников.....	258
7. Конструктивные размеры шестерни и колеса.....	259
8. Конструктивные размеры корпуса редуктора	260
9. Первый этап компоновки редуктора.....	261
10. Проверка долговечности подшипника.....	264
11. Второй этап компоновки редуктора.....	270
12. Проверка прочности шпоночных соединений.....	273
13. Уточненный расчет валов.....	275
14. Вычерчивание редуктора.....	278
15. Посадки зубчатого колеса, шкива (звездочки) и подшипников.....	279
16. Выбор сорта масла.....	280
17. Сборка редуктора.....	281
Проектирование привода с одноступенчатым коническим прямозубым редуктором и цепной передачей.....	286
Расчет и конструирование.....	286
I. Выбор электродвигателя и кинематический расчет.....	286
II. Расчет зубчатых колес редуктора.....	288
III. Предварительный расчет валов редуктора.....	295
IV. Конструктивные размеры шестерни и зубчатого колеса.....	297
V. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	298
VI. Расчет параметров цепной передачи.....	299

VII. Первый этап компоновки редуктора.....	302
VIII. Проверка долговечности подшипников.....	305
IX. Второй этап компоновки редуктора.....	308
X. Проверка прочности шпоночных соединений.....	310
XI. Уточненный расчет валов.....	311
XII. Вычерчивание редуктора.....	313
XIII. Посадки основных деталей редуктора.....	314
XIV. Выбор сорта масла.....	314
XV. Сборка редуктора.....	315
Проектирование одноступенчатого червячного редуктора..	319
Общие сведения и кинематика передачи.....	319
Расчет и конструирование.....	321
1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет.....	321
2. Основные параметры передачи.....	322
3. Предварительный расчет валов редуктора и конструирование червяка и червячного колеса.....	333
4. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	335
5. Первый этап компоновки редуктора.....	336
6. Проверка долговечности подшипников.....	337
7. Второй этап компоновки редуктора.....	343
8. Тепловой расчет редуктора.....	344
9. Проверка прочности шпоночных соединений.....	345
10. Уточненный расчет валов.....	349
11. Посадки деталей редуктора и оформление чертежа.....	350
12. Выбор сорта масла.....	350
13. Сборка редуктора.....	350
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	352
ГЛОССАРИЙ.....	376
ЛИТЕРАТУРА.....	384

CONTENT

PREFACE	3
SECTION 1. RESISTANCE OF MATERIALS	
1. Basic concepts and definitions	5
Types of loads and major deformations	10
The method of sections. Voltage	12
2. STRETCHING, COMPRESSION OF BARS, RODS	22
2.1. Initial concepts	22
System of units and accepted designations	29
2.2. Example of task №1	42
2.3. Example of task №2	48
2.4. Example of task №3	51
2.5. Example of task №4	57
3. CALCULATION OF BARS AND RODS DURING TORSION	62
3.1. Basic concepts	62
3.2. Task conditions №5, №6	64
3.3. System of units and accepted designations	65
3.4. Example of task completion №5	73
3.5. Example of task completion №6	77
4. CALCULATION OF BARS AND RODS DURING BENDING	84
4.1. Basic concepts	84
4.2. Task conditions №7, №8	88
System of units and accepted designations	89
4.3. Example of task execution task №7	98
4.4. Example of task execution task №8	102
5. CALCULATION OF THE CROSS SECTION OF FRAMES AND BEAMS WHEN BENDING AND TORSION	109
5.1. Task conditions №9	109
System of units and accepted designations	109
5.3. Example of calculation of a steel frame. Task №9	114

**SECTION THEORY OF MECHANISMS AND
MACHINES**

Requirements for the design of the work	119
Scope and content of the work	120
TASK 1.....	122
TASK 2.....	123
TASK 3.....	124
TASK 4.....	125
TASK 5.....	126
1. Construction of 12 plans for the provisions of the mechanism	127
2. Structural analysis of the mechanism.....	130
3. Construction of kinematic diagrams.....	131
4. Determination of the values of true velocities and accelerations by measurements of ordinates of kinematic diagrams.....	134
5. Building speed and acceleration plans	135
6. Calculation of velocities and accelerations by the analytical method	141
Sample of RGR execution (for task 1).....	145
Examples for structural analysis of spatial mechanisms	159
Kinematic pairs and their designations in diagrams	163
Tasks 1-10.....	165
Tasks 11–14.....	166
Tasks 15–18.....	168
Tasks 19–28.....	169
Tasks 29–48.....	170
Tasks 49–54.....	171
Tasks 55–61.....	172
Tasks 62–66.....	174
Tasks 67–74.....	175
Tasks 75–89.....	177
Tasks 90–108.....	181
Power analysis	189

Tasks 109–114.....	194
An example of a power calculation of a group of the 2nd class of the third type.....	196
Tasks 115–122.....	198
Tasks 123-126.....	200
Tasks 127–134.....	203
SECTION MACHINE PARTS	207
Designing a belt conveyor drive.....	207
Calculation and construction.....	208
1. Electric motor selection and kinematic calculation	208
2. Calculation of chain transmission	216
3. Belt drive calculation	223
4. Calculation of V-belt transmission	232
5. Calculation of gearbox gears	244
6. Preliminary calculation of gearbox shafts and selection of bearings	258
7. Design dimensions of gear and wheel	259
8. Design dimensions of the gearbox housing	260
9. The first stage of the gearbox layout	261
10. Checking the durability of the bearing	264
11. The second stage of the gearbox layout	270
12. Checking the strength of keyway joints	273
13. Updated calculation of shafts	275
14. Drawing the gearbox	278
15. Landing gear, pulley (sprocket) and bearings	279
16. Choice of oil grade	280
17. Gearbox assembly	281
Design of a drive with a single-stage conical straight-tooth gearbox and chain transmission.....	286
Calculation and construction	286
I. Electric motor selection and kinematic calculation.....	286
II. Calculation of gearbox gears	288
III. Preliminary calculation of gearbox shafts	295
IV. Design dimensions of the gear and gear Wheels	297

V. Design dimensions of the gearbox housing	298
VI. Calculation of chain transmission parameters	299
VII. The first stage of the gearbox layout	302
VIII. Checking the durability of bearings	305
IX. The second stage of the gearbox layout	308
X. Checking the strength of keyway joints	310
XI. Refined shaft calculation	311
XII. Drawing the gearbox	313
XIII. Landing of the main parts of the gearbox	314
XIV. Choosing the oil grade	314
XV. Gearbox assembly	315
Design of a single-stage worm gear.....	319
General information and kinematics of transmission.....	319
Calculation and construction	321
1. Electric motor selection and kinematic calculation.....	321
2. Basic transmission parameters	322
3. Preliminary calculation of gearbox shafts and design of worm and worm wheel	333
4. Design dimensions of the gearbox housing	335
5. The first stage of the gearbox layout	336
6. Checking the durability of bearings	337
7. The second stage of the gearbox layout	343
8. Thermal calculation of the gearbox	344
9. Checking the strength of keyway joints	345
10. Refined shaft calculation.....	349
11. Landing gear parts and drawing design	350
12. Choosing the oil grade	350
13. Gearbox assembly.....	350
APPLICATIONS	352
GLOSSARY.....	376
LITERATURE.....	384

БАРАТОВ НОРТОЖИ БАРАТОВИЧ

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

практикум

Ташкент – «Innovatsion rivojlanish nashriyot-matbaa uyi» – 2022

Редактор: М.Алимов
Тех. редактор: М.Турсунов
Художник: А.Шушунов
Корректор: Л.Ибрагимов
**Компьютерная
вёрстка: М.Зойирова**

E-mail: nashr2019@inbox.ru. Тел.: +99899920-90-35
Изд.лиц. 3226-275f-3128-7d30-5c28-4094-7907, 08.10.2020.

Разрешено в печать 07.11.2022.

Формат 60x84 1/16. Гарнитура «Times New Roman».

Офсетная печать. Усл. печ.л. 25,0. Изд. печ.л. 24,5.

Тираж 100. Заказ № 85.

Отпечатано в типографии

**«Innovatsion rivojlanish nashriyot-matbaa uyi»
100174, г. Ташкент, ул. Университет 7.**