

О.В. ДЕМИН, В.Е. БУЛАНОВ

**ПРИКЛАДНАЯ  
МЕХАНИКА**

**ПРАКТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ**

УДК 531(075)  
ББК В2я73  
Д306

Р е ц е н з е н т ы:

Кандидат технических наук, доцент ТГТУ  
*В.М. Червяков*

Кандидат технических наук, доцент ТГТУ  
*М.М. Свиридов*

Д306 **Демин, О.В.**  
Прикладная механика. Практические расчеты : учебное пособие /  
О.В. Демин, В.Е. Буланов. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та,  
2008. – 120 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-0672-1.

Содержит теоретические сведения об основных типах и деталях механических передач и их расчете. Приведены примеры решения практических задач, задания для расчетно-проектировочных работ, тесты для проверки знаний у студентов, справочные данные, необходимые для проведения расчетов.

Предназначено для студентов специальностей 280202 и 200503 очной и заочной форм обучения для выполнения расчетно-проектировочных и курсовой работ, их защиты и сдачи зачета и экзамена.

УДК 531(075)  
ББК В2я73

ISBN 978-5-8265-0672-1

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный  
технический университет" (ТГТУ), 2008

Министерство образования и науки Российской Федерации  
ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

О.В. ДЕМИН, В.Е. БУЛАНОВ

# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

## ПРАКТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

*Утверждено Ученым советом университета  
в качестве учебного пособия*



---

Тамбов  
Издательство ТГТУ  
2008

Учебное издание

ДЕМИН Олег Владимирович,  
БУЛАНОВ Владимир Евгеньевич

# **ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

## **ПРАКТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ**

Учебное пособие

Редактор Т.М. Г л и н к и н а  
Инженер по компьютерному макетированию М.Н. Р ы ж к о в а

Подписано в печать 25.01.2008.  
Формат 60 × 84/16. 6,97 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 35

Издательско-полиграфический центр  
Тамбовского государственного технического университета  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

## ВВЕДЕНИЕ

---

Цель учебного пособия – облегчить работу студентов при выполнении практических расчетов по прикладной механике.

Современное развитие техники невозможно без создания точных приводов различных устройств. В общем случае привод состоит из источника энергии, редуктора и аппаратуры управления. Источником энергии служат двигатели: тепловые, электрические, пневматические, пружинные и т.д.

Редуктор может состоять из фрикционных, зубчатых, шарнирно-пружинных, кулачковых и других передач. Преимущественно это многоступенчатая понижающая передача. В некоторых приборных устройствах применяют повышающие передачи – мультипликаторы.

По назначению механические передачи разделяют на отсчетные (кинематические), скоростные и силовые. Основные требования к отсчетным передачам – высокая точность преобразования угла поворота от ведущего вала к ведомому, к скоростным передачам – плавность работы, к силовым передачам – хорошее прилегание зубьев по боковым поверхностям в целях уменьшения контактных давлений и повышения их износостойкости.

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнителю органов машины.

Необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и исполнительными органами машины связана с решением различных задач. Например, в автомобилях и транспортных машинах требуется изменять значение скорости и направление движения, а на подъемах и трогании с места – в несколько раз увеличивать вращающий момент на ведущих колесах. Сам автомобильный двигатель не может выполнить эти требования, так как он работает устойчиво только в узком диапазоне изменения вращающего момента и угловой скорости. При выходе за пределы этого диапазона двигатель останавливается (глохнет). Подобно автомобильному, слабо регулируются многие другие двигатели, в том числе и большинство электродвигателей. Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач.

Передачи имеют большое значение для машиностроения, и их развитию уделяют много внимания: расширяют пределы передаваемой мощности и скорости, снижают габариты и массу, увеличивают долговечность и пр.

В машиностроении применяют механические, электрические, гидравлические и пневматические передачи. Наиболее распространены механические передачи. Их применяют не только как самостоятельные, но и в сочетании с другими видами передач.

Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Рассматривают механические передачи трением и зацеплением. К передачам трением относятся ременные и фрикционные, к передачам зацеплением – зубчатые, червячные, цепные, винтовые (в том числе винт-гайка), реечные.

В зубчатых передачах вращательное движение передается от зубьев одного элемента на зубья другого. Меньший по диаметру элемент называется шестерней, больший – колесом. Червячные передачи относятся к зубчато-винтовым передачам, так как червяк не имеет зубьев. Зубчатые и червячные передачи широко применяют в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении. Цилиндрические прямозубые передачи с параллельными валами устанавливают в коробках перемены передач автомобилей и тракторов, бортовых передачах тракторов, в различных сельскохозяйственных машинах как открытые передачи. Цилиндрические косозубые передачи применяют для уменьшения шума. Прямозубые конические передачи установлены во многих сельскохозяйственных машинах, гипоидная передача – в большинстве задних мостов автомобилей и колесных тракторов, реечная – в топливных насосах дизелей.

Червячную передачу благодаря ее необратимости, позволяющей исключить тормозные устройства, применяют в талях с ручным приводом. Рулевые механизмы автомобилей и колесных тракторов также имеют червячную передачу, в которой функции червячного колеса выполняет рулевая сошка с двумя роликами, представляющими собой две половинки зуба колеса, а червяк имеет глобоидную форму, что позволяет уменьшить зазор между роликами сошки и витками червяка (люфт) до минимума при полном угле поворота.

В процессе проектирования того или иного механизма необходимо в зависимости от его назначения выбрать наиболее целесообразную схему и конструкцию, расчетом найти основные параметры, обеспечивающие выполнение механизмом заданных функций, подобрать материал, определить размеры, установить необходимую точность изготовления.

Передаточные механизмы должны обладать необходимой долговечностью, износостойкостью, высоким КПД и пр. В связи с этим при проектировании механизмов необходимо производить расчеты кинематические, прочностные и пр.

В передаточных механизмах, используемых в приборах, особое значение приобретают точность передачи движения и воспроизведение заданного закона движения ведомых звеньев. На основании точностного расчета решается вопрос о принципиальной пригодности выбранной схемы механизма и точности изготовления его деталей.

## 1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСА

---

### КУРС "ДЕТАЛИ МАШИН (ПРИБОРОВ) И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ" (специальность 200503 – Стандартизация и сертификация)

При проектировании и эксплуатации машин и приборов возникает необходимость решения вопросов механического профиля – выбор схем, кинематика и динамика, расчеты на прочность, оценка механических причин брака производимой продукции и т.д. Курс "Детали машин (приборов) и основы конструирования" призван дать необходимые сведения для решения этих вопросов.

Предметом изучения в курсе "Детали машин (приборов) и основы конструирования" являются механические элементы, узлы и передачи, применяемые в современных машинах, измерительных приборах и средствах автоматизации.

Цель курса – получение общих сведений о машинах (приборах) и составляющих их элементах, изучение способов расчета и основ конструирования механизмов машин и измерительных приборов с учетом выполнения ими заданного функционального назначения, требований технологичности и надежности.

Задачей курса является получение студентами навыков по расчету и конструированию типовых механических устройств, используемых в машинах, измерительных приборах и средствах автоматизации.

Студент в результате изучения курса должен уметь:

1) оценивать принципы работы, технические характеристики, конструктивные особенности разрабатываемых и используемых технических средств;

2) оценивать работоспособность деталей по критериям прочности и жесткости;

3) самостоятельно конструировать простейшие механические узлы;

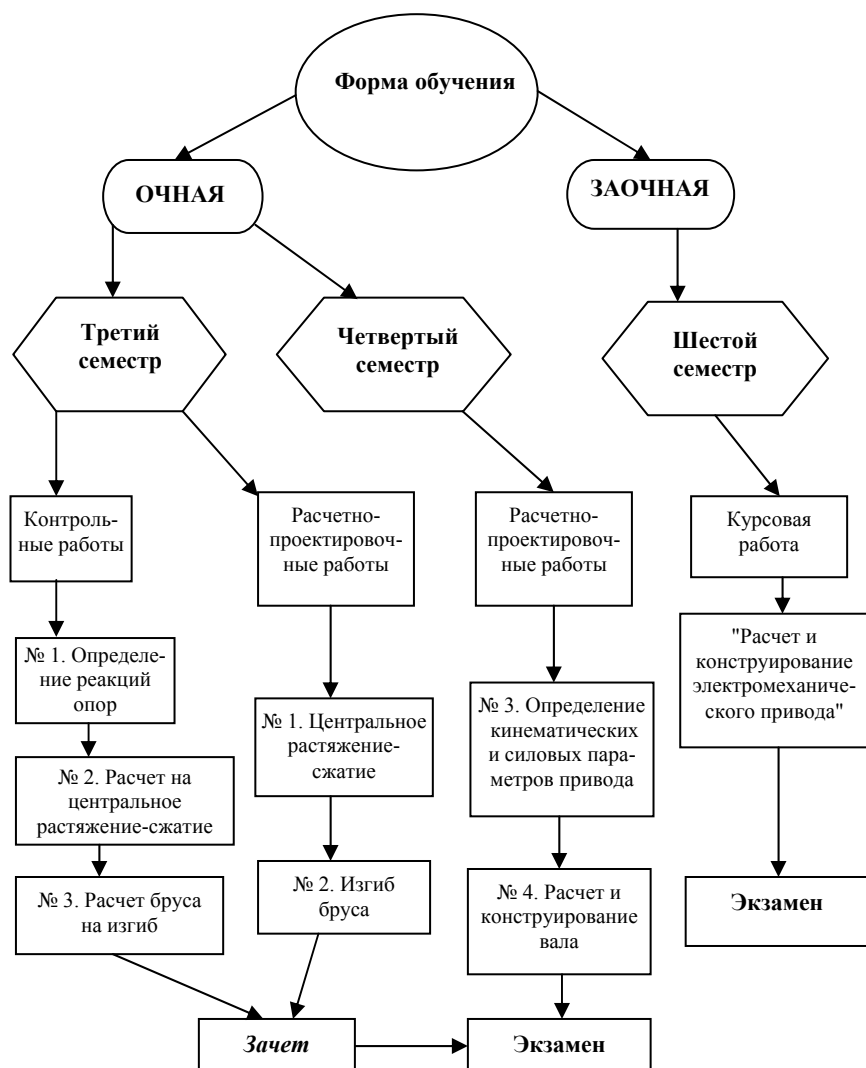
4) при конструировании учитывать требования собираемости, технологичности, стандартизации, экономичности;

5) самостоятельно подбирать справочную литературу, ГОСТы, необходимый вспомогательный материал.

Курс "Детали машин (приборов) и основы конструирования" является комплексной общепрофессиональной дисциплиной, которая включает в себя основные положения теории машин и механизмов, теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин и требует предварительного изучения перечисленных ниже дисциплин:

- Физика: скорость движения и частота вращения тел, ускорение; сила, момент силы, работа; мощность.

**Программа выполнения практических работ  
(специальность 200503 – Стандартизация и сертификация)**



• Математика: основы математического анализа; техника дифференцирования и общие правила интегрирования; дифференциальные уравнения; действия с векторами.

• Начертательная геометрия, инженерная графика: правила выполнения рабочих чертежей, правила оформления сборочных чертежей; спецификация, условности и упрощения на сборочных чертежах, кинематические схемы, знакомство с чертежами стандартизованных деталей (зубчатых, червячных колес и т.д.).

• Взаимозаменяемость: точность деталей, узлов и механизмов; ряды значений геометрических параметров; виды сопряжений в технике; отклонения, допуски и посадки.

• Материаловедение. Технология конструкционных материалов: конструкционные материалы, термическая обработка стали, химико-термическая обработка.

**КУРС "МЕХАНИКА"**  
**(специальность 280202 – Инженерная защита окружающей среды)**

Цель дисциплины "Механика" состоит в необходимости научить будущих инженеров-экологов правильно ориентироваться в выборе конструкционных материалов и конструктивных форм, обеспечивать высокие показатели надежности, долговечности и безопасности напряженных конструкций и узлов оборудования, владеть принципиальными основами подхода к прочностному расчету конструкций и самостоятельно отслеживать тенденции и перспективы развития науки о прочности конструкций.

Важнейшим условием создания новых конструкций машин и приборов являются качественные и всесторонние исследования в области прочности, которые должны обеспечить эффективный поиск рациональных технических решений.

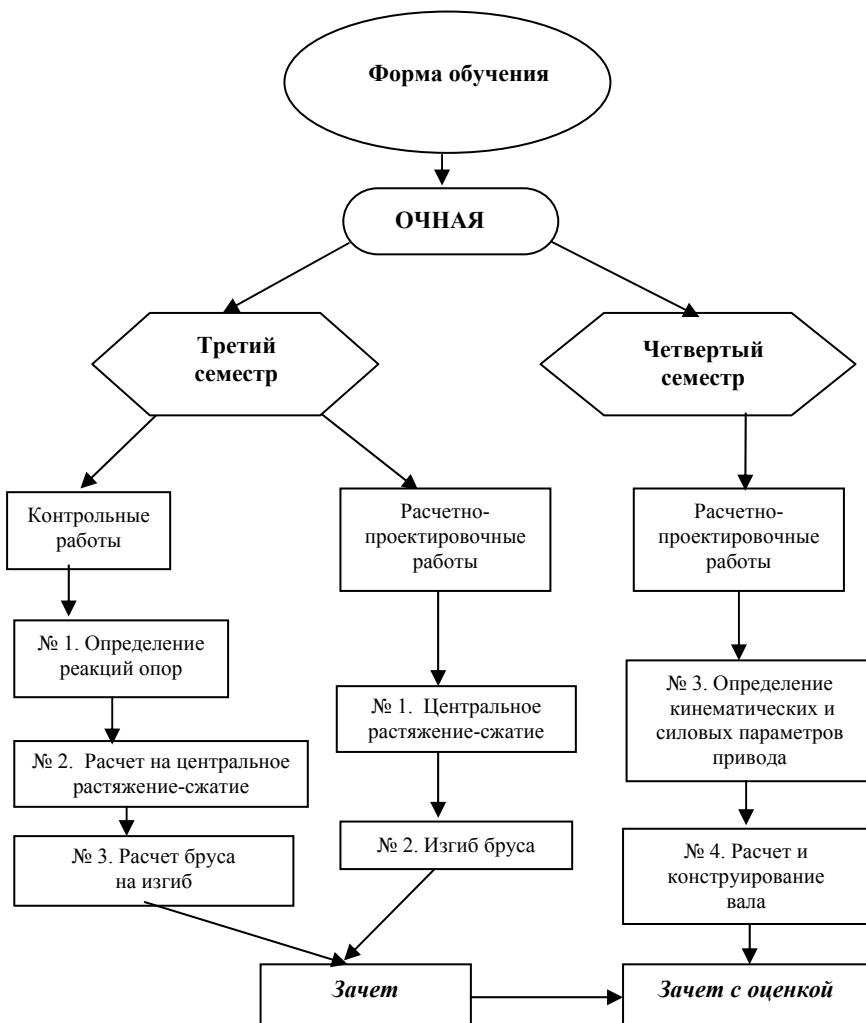
Основными задачами данной дисциплины являются следующие: научить студентов выбирать расчетные схемы, проводить расчеты типовых элементов конструкций, сравнивать варианты, отыскивать оптимальные решения, связывать воедино инженерную постановку задачи, расчет и проектирование, учитывая профиль будущего специалиста.

Правильное решение задач расчетов на прочность, жесткость и устойчивость конструкций, используемых в сложных эксплуатационных условиях под действием как статических, так и динамических нагрузок, учет температурных воздействий и процессов, связанных с длительностью эксплуатации, является необходимым условием надежности и долговечности машин и аппаратов при одновременном улучшении их весовых показателей.

В результате изучения дисциплины студент должен:

- 1) знать теоретические методы, обеспечивающие надежность и долговечность конструкций при минимальной затрате материалов на ее изготовление;
- 2) уметь ставить и решать задачи, связанные с проектированием и выбором оптимальных конструктивных решений, самостоятельно подбирая справочную литературу, ГОСТы, необходимый вспомогательный материал (прототипы конструкций), оформлять документацию в соответствии с требованиями ЕСКД и ЕСПД;
- 3) иметь теоретические знания по исследованию общих законов механического движения материальных точек и тел.

**Программа выполнения практических работ**  
**(специальность 280202 – Инженерная защита окружающей среды)**



Курс "Механика" является комплексной общинженерной дисциплиной, которая включает в себя основные положения теоретической механики, теории машин и механизмов, сопротивления материалов, деталей машин и основ конструирования.

Данный курс основан на следующих общенаучных дисциплинах, усвоение которых студентами необходимо для решения инженерных задач:

- Математика: правила приближенных вычислений, основы дифференциального и интегрального исчисления, линейные дифференциальные уравнения второго порядка, векторная алгебра, матричное исчисление.

- Физика: свойства различных материалов; механика – скорость движения в технике, частота вращения тел, ускорение, работа, мощность.
- Материаловедение и технология конструкционных материалов: выбор материалов для деталей машин, виды термобработки, способы изготовления деталей, рациональные формы, точность изготовления.
- Инженерная графика: оформление пояснительной записки.

## ЗАДАНИЯ

Согласно учебной программе рассматриваемые курсы состоят из лабораторных и практических занятий. В методических указаниях рассмотрены только практические задания и необходимый минимум их выполнения для сдачи зачета и экзамена.

Исходные данные для выполнения расчета выбираются студентом из прилагаемых таблиц в соответствии с заданием, личным учебным шифром и первыми шестью буквами русского алфавита, которые следует расположить под шифром, например:

шифр	2	8	7	0	5	2
буквы	а	б	в	г	д	е

Из каждого вертикального столбца таблицы, обозначенного внизу буквой, надо взять только одно число, стоящее в той горизонтальной строке, номер которой совпадает с номером буквы.

## КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ

Контрольные работы предназначены для эффективного промежуточного контроля усвоения пройденного материала. Работы выполняются в процессе практических занятий в аудитории. В случае, если студент не выполнил контрольную работу, он имеет право ее переписать в назначенное преподавателем дополнительное время вне основного курса дисциплины. Все задачи контрольных работ являются типовыми и приведены в прил. 1.

Они выполняются на отдельных листах, где обязательно отражается весь порядок расчета с необходимыми пояснениями и дополнениями. После завершения работы студент подписывает лист с указанием группы, номера задания, времени начала и окончания работы и сдает его преподавателю. Оформление отчета должно соответствовать общепринятым существующим требованиям. В случае обнаружения преподавателем незначительных ошибок, существенно не влияющих на ход и правильность решения, студент в присутствии преподавателя обязан их исправить и довести решение до окончательного результата. В том случае, если студент не может исправить ошибку или вообще приступить к выполнению, ему назначается другое время выполнения контрольной работы.

*Контрольная работа № 1* выполняется после рассмотрения темы "Определение усилий в механизмах". Целью выполнения является закрепление практических навыков определения реакций связей с помощью условий равновесия плоской системы сил (прил. 1, тип 1). Студент выполняет только первый пункт задания.

*Контрольная работа № 2* выполняется после рассмотрения темы "Центральное растяжение-сжатие". Расчет проводится только для случая статически определимой задачи (прил. 1, тип 2).

*Контрольная работа № 3* выполняется после рассмотрения темы "Прямой поперечный изгиб". Расчет проводится только для случая статически определимой задачи (прил. 1, тип 1).

## РАСЧЕТНО-ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ РАБОТЫ

Расчетно-проектировочные работы (РПР) предназначены для самостоятельного закрепления пройденного практического и теоретического материала.

Задание на РПР студент берет из приложения 2. Оформление работы осуществляется на листах формата А4 рукописно отчетливым хорошо читаемым почерком чернилами черного или синего цвета. Все рисунки и схемы выполняются карандашом или чернилами. Первый лист является титульным. Затем на втором листе изображается расчетная схема с исходными данными и эпюрами (если они имеются). На третьем и последующих листах излагается весь расчет в требуемом порядке с необходимыми пояснениями и дополнениями.

*РПР № 1* состоит из двух задач: статически определимой и статически неопределимой. Предназначена для усвоения навыков практических расчетов стержней переменного поперечного сечения при нагружении их силами, приложенными к центральной оси стержня.

*РПР № 2* состоит из трех задач с различным типом опор. Предназначена для закрепления материала по теме "Изгиб", приобретения практических навыков расчета на прочность при изгибе и подбора сечений бруса.

*РПР № 3* представляет собой кинематический и силовой расчет типовых электромеханических приводов различных машин и приборов. Предназначена для закрепления материала по теме "Механические передачи" и позволяет студентам получить теоретические и практические навыки проектирования механизмов, подбора стандартного электродвигателя, расчета механических передач (прил. 2).

*РПР № 4* предназначена для закрепления темы "Сложное сопротивление". Позволяет получить навыки практических расчетов и конструирования валов различных механизмов, работающих в основном на изгиб с кручением (прил. 2).

После выполнения РПР студент должен защитить их. Для этого необходимо ответить на теоретические вопросы с пояснениями по защищаемой работе. Вопросы представлены в прил. 3.



## КУРСОВАЯ РАБОТА

Курсовая работа предназначена для комплексного закрепления знаний по курсу "Детали машин (приборов) и основы конструирования". Работа включает в себя все темы, рассматриваемые в данном курсе, и является основной формой отчетности студентов заочной формы обучения по пройденной дисциплине. В течение семестра назначаются консультации, на которых рассматривается основной ход проведения расчета, указываются ошибки и недостатки в работе.

Курсовая работа должна содержать следующие разделы:

- I. Расчет силовых и кинематических характеристик привода.
- II. Определение параметров зубчатого или червячного зацепления.
- III. Расчет цепной или ременной передачи (по индивидуальному указанию преподавателя).
- IV. Предварительный расчет валов.
- V. Конструирование валов.
- VI. Расчет валов на совместное действие изгиба и кручения.
- VII. Расчет шпоночного соединения.
- VIII. Расчет подшипника качения.
- IX. Подбор муфты (по индивидуальному указанию преподавателя).

Графическая часть курсовой работы должна содержать чертежи формата А4 подшиваемые в виде приложения к пояснительной записке. В нее входят: сборочный чертеж зубчатого или червячного зацепления с валами и подшипниками, спецификация; чертеж первого и второго вала; расчетные схемы валов с эпюрами изгибающих и крутящих моментов.

Расчеты в пояснительной записке должны сопровождаться ссылками на справочную литературу или другие источники, необходимыми схемами и таблицами. Оформляется пояснительная записка согласно существующим требованиям в машинописном виде на листах формата А4.

Исходные данные выдаются преподавателем индивидуально. После выполнения работы для ее защиты необходимо ответить на вопросы (прил. 4) с необходимыми пояснениями по защищаемой работе. По результатам решения задачи и ответам на вопросы выставляется оценка.

## СДАЧА ЗАЧЕТА И ЭКЗАМЕНА

*Сдача зачета.* По результатам обучения в третьем семестре студенты очной формы обучения должны сдать зачет. Для получения зачета необходимо своевременно и правильно выполнить все контрольные и расчетно-проектировочные работы, а также ответить на теоретические вопросы (прил. 4) и решить одну задачу.

*Сдача экзамена.* Для получения допуска на сдачу экзамена необходимо своевременно выполнить, сдать и защитить все задания. Экзамен состоит из теоретической и практической частей. В теоретическую часть входят два вопроса (прил. 4), в практическую – две типовые задачи (прил. 1). Правило приема задач аналогично приему контрольных работ. Для получения положительной оценки необходимо решить обе задачи и ответить на вопросы.

## 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

---

---

### 2.1. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ

**Качество механизма.** Качеством механизмов называется совокупность свойств, определяющих степень пригодности использования их по назначению. Механизмы должны удовлетворять требованиям, указываемым в техническом задании на проектирование. В общем случае качество конструкции механизма определяется: а) простотой конструкции; б) технологичностью, экономичностью; в) высоким КПД; г) габаритом и массой; д) надежностью и долговечностью.

Технологичность конструкции механизма определяется удобством изготовления и сборки его деталей, а также общим количеством, степенью использования стандартизованных и унифицированных деталей и сборочных единиц.

Изготовление простых деталей менее трудоемко, не требует специального сложного оборудования и инструмента. Простая конструкция всегда работоспособнее и точнее, чем сложная, легче регулируется.

Важнейшим показателем эксплуатационного качества механизма является надежность, которая характеризуется вероятностью безотказной работы с необходимой точностью на протяжении заданного времени и в заданных условиях эксплуатации, а также необходимой прочностью деталей, рациональной жесткостью, износостойкостью, виброустойчивостью, теплостойкостью.

**Прочность.** Поломки и большие остаточные деформации деталей из-за их недостаточной прочности могут стать причинами отказа в работе и потери точности механизма. Опасные напряжения в деталях, приводящие к разрушению, могут возникнуть не только от рабочих усилий, но и от сил, обусловленных вибрацией, тряской при эксплуатации (например, в авиационных приборах) и транспортировке.

Недостаточная объемная прочность деталей механизма чаще всего проявляется сразу, т.е. приводит к явному отказу в работе, в то время как недостаточная поверхностная прочность большей частью является причиной постепенной потери работоспособности. Например, появление выкрашивания рабочих поверхностей в шарикоподшипниках и зубчатых передачах ведет к увеличению потерь на трение, нагреву, повышению динамических нагрузок и износа.

**Износостойкость.** Работе любого механизма сопутствует изнашивание – процесс постепенного изменения размеров и формы деталей при трении. При скольжении трущихся поверхностей нарушаются фрикционные связи, что сопровождается деформированием, оттеснением материала, срезом внедрившегося материала. Износ может иметь несколько иную природу,

когда между соприкасающимися поверхностями попадают твердые частицы (абразивы), царапающие и срезающие частицы металла.

Износ поверхностей подвижно соединенных деталей изменяет характер сопряжения, что приводит к ухудшению условий работы и снижению прочности деталей механизмов.

**Жесткость.** Деформации деталей механизмов возникают из-за действия сил, изменения температуры, наличия остаточных напряжений и приводят к изменению размеров и формы деталей, характера их сопряжения. Чрезмерные деформации существенно влияют на работоспособность механизма. Так, например, изгиб валов вызывает неравномерный износ, увеличение сил трения и даже заедание в подшипниках скольжения, ухудшает условия работы подшипников качения, является одной из причин неравномерного распределения нагрузки по контактным площадкам кинематических пар.

**Теплостойкость.** Для нормального функционирования многих машин и приборов необходимо обеспечить определенный температурный режим, так как обильное тепловыделение и плохой отвод тепла могут привести к различным неполадкам и неисправностям. Так, при повышении температуры стальных деталей свыше 300...400 °С, а деталей из легких сплавов и пластмасс до 100...150 °С наблюдается понижение их нагрузочной способности.

Выделяемое тепло ухудшает свойства применяемых смазок (понижается вязкость), что может привести к повышенному износу или заеданию сопряженных поверхностей

Даже небольшое изменение температуры деталей механизма вызывает температурные деформации, изменяющие размеры деталей и характер сопряжения в подвижных соединениях. Большая температурная погрешность возникает в приборах с упругими элементами, модуль упругости материала которых зависит от температуры.

**Виброустойчивость.** Под виброустойчивостью понимают способность механизма работать при воздействии вибраций. Вибрации влияют на силы трения, могут привести к усталостному разрушению детали. Особенно опасно явление резонанса, которое наступает в случае совпадения частот собственных колебаний детали и периодически действующих сил, вызывающих вибрации.

## 2.2. МАТЕРИАЛЫ

При выборе материалов необходимо учитывать их механические, технологические и физико-химические свойства, а также стоимость и дефицитность. Для изготовления деталей в машиностроении и приборостроении широко применяются чугуны и стали, а также сплавы цветных металлов, особенно на основе меди и алюминия [16].

**Чугуны.** Чугунами называются железоуглеродистые сплавы, содержащие больше 2 % углерода. Они обладают хорошими литейными свойствами и худшими, по сравнению со сталями, пластическими свойствами. В зависимости от структуры чугуны делятся на белые, ковкие и серые. Белые чугуны обладают высокой твердостью и хрупкостью, плохо обрабатываются резанием. Ковкие чугуны высоко пластичны, хорошо обрабатываются, имеют большую плотность. Стоимость изготовления деталей из этих чугунов на 30...100 % превышает стоимость изготовления деталей из серого чугуна.

Серые чугуны (ГОСТ 1412–70) обладают средней прочностью, малой ударной вязкостью, наилучшими литейными свойствами, хорошо обрабатываются резанием, хорошо демпфируют колебания и поэтому широко применяются.

**Стали.** В зависимости от содержания углерода стали делятся на низкоуглеродистые ( $C < 0,25\%$ ), среднеуглеродистые ( $C = 0,25...0,60\%$ ) и высокоуглеродистые ( $C > 0,6\%$ ). При малом содержании углерода стали обладают высокой пластичностью и свариваемостью. С увеличением содержания углерода повышается прочность, уменьшается пластичность и ухудшается свариваемость.

Для улучшения механических свойств сталей применяют легирующие присадки: никель, хром, молибден, вольфрам, титан, марганец, кремний и пр. Введение легирующих примесей увеличивает стоимость стали.

По способу производства различают стали обыкновенного качества, качественные и высококачественные; по применению – стали строительные, конструкционные, инструментальные и с особыми свойствами.

Углеродистые стали обыкновенного качества (группа Б по ГОСТ 380–71) применяются для изготовления корпусных деталей методом штамповки или сварки, а также для изготовления крепежных деталей. Качественные (ГОСТ 1050–74) и легированные стали (ГОСТ 4543–71) применяют для изготовления различных деталей машин: валов, осей, зубчатых колес, червяков, фрикционных катков и т.п.

**Латуни.** Применяются двойные сплавы, состоящие из меди и цинка, и многокомпонентные (ГОСТ 1020–77-Е), имеющие в своем составе также алюминий, железо, марганец, свинец, никель и другие добавки, которые повышают механические и физические свойства. Латуни обладают хорошими механическими свойствами, коррозионной стойкостью. Стоимость латуни превышает стоимость качественной стали 45 примерно в 5-6 раз.

**Бронзы.** Различают бронзы оловянистые (медные сплавы, в которых основным легирующим компонентом является олово) и безоловянистые (двойные или многокомпонентные медные сплавы, содержащие в качестве легирующих элементов алюминий, никель, кремний и пр.). Оловянистые бронзы (ГОСТ 613–65) обладают высокими антифрикционными и литейными свойствами, а также высокой коррозионной стойкостью. Применяют их в качестве антифрикционных материалов, для изготовления арматуры и т.п. Бронзы (ГОСТ 5017–74) применяют для вкладышей подшипников скольжения, венцов червячных колес, упругих элементов приборов, токопроводящих деталей. Стоимость бронзы превышает стоимость стали 45 в среднем в 10 раз.

**Алюминиевые сплавы** делятся на литейные, имеющие хорошие литейные свойства, и деформируемые, хорошо обрабатываемые давлением. Алюминий-магниевые и алюминий-медные сплавы (дуралюмины) применяются для изготовления нагруженных деталей (корпусов, оснований, шасси, заклепок, трубопроводов, емкостей и т.д.), алюминий-кремнистые литейные сплавы (силумины) – для изготовления средненагруженных корпусных деталей и деталей сложной конфигурации. Стоимость алюминиевых сплавов превышает стоимость стали в среднем в четыре раза.

**Баббиты.** Для заливки вкладышей подшипников применяются легкоплавкие антифрикционные сплавы (баббиты) на оловянной или свинцовой основе. Они имеют по сравнению с другими антифрикционными материалами самый малый коэффициент трения, хорошо прирабатываются, дают возможность работать при высоких скоростях и давлениях. Стоимость баббитов, в несколько раз превышающая стоимость бронз, ограничивает их применение.

**Биметаллы.** Кроме перечисленных металлов и сплавов, распространение получили биметаллы и полиметаллы, состоящие соответственно из двух или нескольких различных по химическому составу металлов или сплавов, не образующих между собой сплава или химического соединения. Биметаллы – соединения из черных металлов с дефицитными металлами и сплавами – получают различными технологическими способами: отливкой, пайкой, сваркой, металлическим покрытием, плакированием, прокаткой и пр. Применение таких биметаллов существенно снижает стоимость деталей.

Соединением металлов с различными коэффициентами линейного расширения получают биметаллические пружины, широко используемые для температурной компенсации деформаций и т.п.

**Пластмассы.** Пластические массы представляют собой материалы, полученные на основе органических соединений (смола). Пластмассы, допускающие формирование при неоднократном нагреве под давлением, называют термопластическими (винипласт и др.); пластмассы, формирующиеся при нагреве и давлении только в определенной стадии производства и затем теряющие эту способность, называются термореактивными (текстолит и др.).

Обычно пластмассы состоят из полимеров (связующей основы) и наполнителя. Полимеры существенно влияют на их механическую прочность, диэлектрические и антифрикционные свойства, водостойкость, химическую стойкость. Наполнители могут иметь органическое (древесная мука, ткани) и неорганическое (асбестовая бумага, стеклянная ткань) происхождение. Наполнители существенно влияют на механическую прочность деталей, как бы составляя ее механический каркас. Пластмассы по прочностным характеристикам могут приближаться к металлам, а по коррозионной стойкости превосходят их, имеют меньший вес, устойчивы к действию повышенных и низких температур, обладают высокой стойкостью к действию химических реагентов. Применение их взамен металлов в ряде случаев снижает стоимость изделий.

**Резина.** Свойства резины зависят от ее состава, технологии изготовления. Различают резины из натурального и синтетического каучука, саженаполненные и бессажные, формованные и т.д. В зависимости от назначения они подразделяются на мягкие – для изготовления пневматических шин, жесткие – для изготовления электротехнических изделий (эбонит), пористые – для изготовления амортизаторов. Армирование резины тканями повышает ее механические свойства.

**Смазочные материалы.** Работоспособность механизмов существенно зависит от правильного выбора смазочных материалов. Пригодность масел определяется по их вязкости и маслянистости. Под вязкостью, или внутренним трением смазки, понимают свойство одного слоя жидкости сопротивляться сдвигу по отношению к другому. Оценка вязкости производится в абсолютных (динамическая вязкость) и относительных (кинематическая вязкость) единицах.

Динамическая вязкость измеряется в паскаль-секундах (Па·с). Кинематическая вязкость, представляющая собой отношение динамической вязкости к плотности масла, измеряется в стоксах или единицей, в 100 раз меньшей, – сантистоксом (сСт).

Наиболее распространенными смазочными материалами являются жидкие и пластичные смазки. К жидким смазкам относятся минеральные (нефтяные), растительные и животные масла. Для смазки механизма общего назначения применяются минеральные масла индустриальные, цилиндрическое, сепараторное и другие, с вязкостью 4...60 сСт при температуре 50 °С. Из растительных масел применяют льняное и касторовое.

Пластичные смазки (мази) представляют собой смеси загущенных жидких минеральных масел с маслами животного и растительного происхождения. В качестве загустителей применяют кальциевые и натриевые мыла или углеводороды (парафин). Основные кальциевые смазки – консталин, натриевые – солидол.

При работе механизмов и приборов в химически активных средах, вакууме, при высоких температурах применяют твердые смазки (дисульфид молибдена, графит, тальк и др.), которые образуют на поверхности твердую адсорбированную смазывающую пленку толщиной 1...6 мкм.

### 2.3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

В сопротивлении материалов рассматриваются вопросы расчета отдельных элементов конструкций и вопросы расчета некоторых простейших конструкций на прочность, жесткость и устойчивость.

В отличие от теоретической механики, в которой все тела рассматриваются как абсолютно твердые, в сопротивлении материалов учитывается, что элементы конструкций при действии внешних сил изменяют свою форму и размеры, т.е. деформируются.

В сопротивлении материалов широко применяются методы теоретической механики (в первую очередь статики) и математического анализа, а также используются данные из разделов физики, в которых изучаются свойства различных материалов.

Реальный объект, освобожденный от несущественных особенностей, носит название расчетной схемы. С геометрической точки зрения все объекты рассматривают как комбинацию *брусьев (стержней), оболочек и массивных тел.*

Элемент конструкции, длина которого значительно больше его поперечных размеров, называется *брусом.*

Элемент конструкции, длина и ширина которого значительно больше его толщины, называется *оболочкой.*

Элемент конструкции, все размеры которого соизмеримы, называется *массивным телом.*

Нагрузки, действующие на конструкцию, являются по отношению к ней *внешними* силами. Эти силы приложены к тому или иному элементу конструкции по некоторым участкам его поверхности или распределены по его объему.

При составлении расчетных схем нагрузку, приложенную к участку, размеры которого значительно меньше размеров объекта, заменяют *сосредоточенной силой P*, Н.

Пара сил, приложенная к объекту, рассматривается как *сосредоточенный момент m*, Нм.

Нагрузки, приложенные к участкам, размеры которых соизмеримы с размерами объекта, считаются *распределенными* по длине *q*, Н/м.

К внешним силам, действующим на элементы конструкции, кроме нагрузок – *активных* сил – относятся также *реакции связей* – *реактивные* силы.

Нагрузки различаются не только по способу их приложения (распределенные и сосредоточенные), но также по длительности действия (*постоянные и временные*) и характеру воздействия на конструкцию (*статические и динамические*).

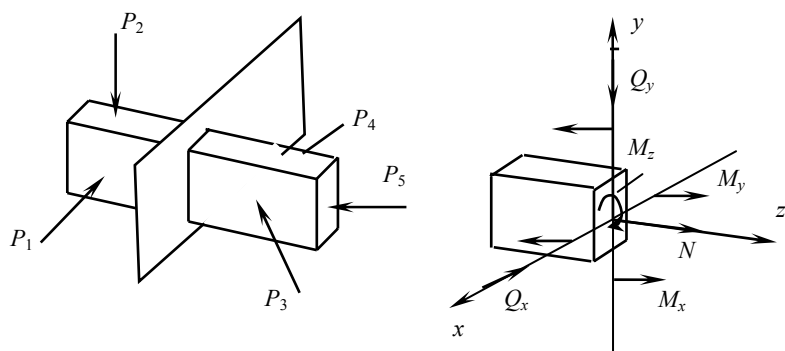


Рис. 1. Внутренние силовые факторы

Под *внутренними* силами (или *внутренними усилиями*) в сопротивлении материалов обычно понимают силы взаимодействия между отдельными элементами сооружения или между отдельными частями элемента, возникающие под действием внешних сил.

*Сущность метода сечений.* Пусть дан брус (рис. 1), который под действием внешних нагрузок находится в равновесии. Рассечем его плоскостью, совпадающей с поперечным сечением стержня, и рассмотрим левую отсеченную часть. Поскольку весь брус находился в равновесии, любая из отсеченных частей также должна находиться в равновесии. Это возможно лишь в том случае, когда в поперечном сечении возникают внутренние усилия, уравнивающие внешние нагрузки. В общем случае могут возникнуть шесть внутренних усилий: продольная сила  $N$ ; поперечные силы  $Q_x$  и  $Q_y$ ; крутящий момент  $M_z$ ; изгибающие моменты  $M_x$  и  $M_y$ .

Внутренние усилия в каком-либо поперечном сечении определяют по внешним силам. Численные значения внутренних усилий определяются с помощью шести уравнений равновесия:

$$\begin{aligned} \sum X &= 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \\ \sum M_x &= 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0. \end{aligned}$$

Сосредоточенные внутренние силы и моменты, характеризующие взаимодействие между отдельными частями элемента, являются лишь статическим эквивалентом внутренних сил, распределенных по площади сечения.

*Интенсивность касательных сил в рассматриваемой точке сечения называется касательным напряжением* и обозначается  $\tau$ , а интенсивность нормальных сил – *нормальным напряжением* и обозначается  $\sigma$ . Напряжения  $\tau$  и  $\sigma$  выражаются формулами

$$\tau = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta F}; \quad \sigma = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta F}.$$

Напряжения выражаются в ньютонах на квадратный метр ( $\text{Н/м}^2$ ) или паскалях (Па), мегапаскалях (МПа).

Нормальное и касательное напряжения являются составляющими полного напряжения  $p$  в рассматриваемой точке.

Нормальное напряжение в данной точке по определенному сечению характеризует интенсивность сил отрыва или сжатия частиц элемента конструкций, расположенных по обе стороны этого сечения, а касательное напряжение – интенсивность сил, сдвигающих эти частицы в плоскости рассматриваемого сечения. Совокупность напряжений, действующих по различным площадкам, проходящим через рассматриваемую точку, представляет собой напряженное состояние в этой точке.

В сопротивлении материалов используется ряд *предпосылок (допущений)*, упрощающих расчеты.

Основные предпосылки в сопротивлении материалов следующие:

1. Материал конструкции является однородным и сплошным, т.е. его свойства не зависят от формы и размеров тела и одинаковы во всех его точках.

2. Материал конструкции изотропен, т.е. свойства его по всем направлениям одинаковы.

3. Материал конструкции обладает свойством идеальной упругости, т.е. способностью полностью восстанавливать первоначальную форму и размеры тела после устранения причин, вызвавших его деформацию.

4. Деформации материала конструкции в каждой его точке прямо пропорциональны напряжениям в этой точке. Данная предпосылка, впервые сформулированная Р. Гуком (1660), называется законом Гука.

Закон Гука справедлив для большинства материалов, но для каждого из них лишь при напряжениях, не превышающих некоторого значения (предела пропорциональности). Этот закон используется при решении большинства задач сопротивления материалов.

5. Деформации конструкции предполагаются настолько малыми, что можно не учитывать их влияние на взаимное расположение нагрузок и на расстояния от нагрузок до любых точек конструкции.

6. Результат воздействия на конструкцию системы нагрузок равен сумме результатов воздействия каждой нагрузки в отдельности (принцип независимости действия сил). Его часто называют также принципом наложения или принципом суперпозиции.

7. Поперечные сечения бруса, плоские до приложения к нему нагрузки, остаются плоскими и при действии нагрузки. Эта предпосылка называется гипотезой плоских сечений или гипотезой Бернулли.

Центральным растяжением (сжатием) называется такой вид деформации, при котором в поперечных сечениях бруса (стержня) возникает только продольная (нормальная) сила. Считается, что внутренняя продольная сила действует вдоль оси стержня, перпендикулярно к его поперечным сечениям. Численные значения продольных сил  $N$  определяют по участкам,

используя метод сечений, составляя уравнения равновесия суммы проекций на ось бруса ( $Z$ ) всех сил, действующих на отсеченную часть.

Растягивающие продольные силы принято считать положительными, а сжимающие – отрицательными.

Продольная сила  $N$ , возникающая в поперечном сечении бруса, представляет собой равнодействующую внутренних нормальных сил, распределенных по площади поперечного сечения, и связана с возникающими в этом сечении нормальными напряжениями зависимостью:

$$N = \int_F \sigma dF,$$

где  $\sigma$  – нормальное напряжение в произвольной точке поперечного сечения, принадлежащей элементарной площадке  $dF$ ;  $F$  – площадь поперечного сечения бруса.

Произведение  $\sigma dF = dN$  представляет собой элементарную внутреннюю силу, приходящуюся на площадку  $dF$ .

Значение продольной силы  $N$  в каждом частном случае легко можно определить при помощи метода сечений. Для нахождения напряжений в каждой точке поперечного сечения бруса надо знать закон их распределения по этому сечению.

В поперечных сечениях бруса при центральном растяжении или сжатии возникают равномерно распределенные нормальные напряжения, равные отношению продольной силы к площади поперечного сечения:

$$\sigma = \frac{N}{F}.$$

Для наглядного изображения изменения нормальных напряжений в поперечных сечениях стержня (по его длине) строится *эпюра нормальных напряжений*. Осью этой эпюры является отрезок прямой, равный длине стержня и параллельный его оси. При стержне постоянного сечения эпюра нормальных напряжений имеет такой же вид, как и эпюра продольных сил (она отличается от нее лишь принятым масштабом). При стержне же переменного сечения вид этих двух эпюр различен; в частности, для стержня со ступенчатым законом изменения поперечных сечений эпюра нормальных напряжений имеет скачки не только в сечениях, в которых приложены сосредоточенные осевые нагрузки (где имеет скачки эпюра продольных сил), но и в местах изменения размеров поперечных сечений.

Под действием силы  $P$  брус удлиняется на некоторую величину  $\Delta\ell$ , которая называется *полным* (или *абсолютным*) удлинением (*абсолютной продольной деформацией*):

$$\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{\ell}.$$

Брусья из различных материалов удлиняются различно. Для случаев, когда напряжения в брус не превышают предела пропорциональности, опытом установлена следующая зависимость:

$$\varepsilon = \frac{N}{EF},$$

где  $N$  – продольная сила в поперечных сечениях бруса;  $F$  – площадь поперечного сечения бруса;  $E$  – коэффициент, зависящий от физических свойств материала.

Учитывая, что нормальное напряжение в поперечном сечении бруса  $\sigma = N/F$ , получаем  $\varepsilon = \sigma/E$ . Откуда  $\sigma = \varepsilon E$ .

Абсолютное удлинение бруса выражается формулой

$$\Delta\ell = \varepsilon\ell = \frac{N\ell}{EF}.$$

Более общей является следующая формулировка закона Гука: относительная продольная деформация прямо пропорциональна нормальному напряжению. В такой формулировке закон Гука используется не только при изучении растяжения и сжатия брусев, но и в других разделах курса.

Величина  $E$  называется *модулем упругости первого рода*. Это физическая постоянная материала, характеризующая его жесткость. Чем больше значение  $E$ , тем меньше при прочих равных условиях продольная деформация. Модуль упругости выражается в тех же единицах, что и напряжение, т.е. в паскалях (Па).

Произведение  $EF$  называется *жесткостью* поперечного сечения бруса при растяжении и сжатии.

Кроме продольной деформации, при действии на брус сжимающей или растягивающей силы наблюдается также поперечная деформация. При сжатии бруса поперечные размеры его увеличиваются, а при растяжении – уменьшаются. Если поперечный размер бруса до приложения к нему сжимающих сил  $P$  обозначить  $B$ , а после приложения этих сил  $B - \Delta B$ , то величина  $\Delta B$  будет обозначать абсолютную поперечную деформацию бруса.

Отношение  $\varepsilon' = \Delta B / B$  является *относительной поперечной деформацией*.

Опыт показывает, что при напряжениях, не превышающих предела упругости, относительная поперечная деформация прямо пропорциональна относительной продольной деформации, но имеет обратный знак:  $\varepsilon' = -\mu\varepsilon$ .

Коэффициент пропорциональности  $\mu$  зависит от материала бруса. Он называется *коэффициентом поперечной деформации* (или *коэффициентом Пуассона*) и представляет собой отношение относительной поперечной деформации к продольной, взятое по абсолютной величине, т.е. коэффициент Пуассона наряду с модулем упругости  $E$  характеризует упругие свойства материала.

Коэффициент Пуассона определяется экспериментально. Для различных материалов он имеет значения от нуля (для пробки) до величины, близкой к 0,50 (для резины и парафина). Для стали коэффициент Пуассона равен 0,25...0,30; для ряда других металлов (чугуна, цинка, бронзы, меди) он имеет значения от 0,23 до 0,36.

Определение величины поперечного сечения стержня выполняется на основании условия прочности:

$$\sigma_{\max} = N/F \leq [\sigma],$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение.

Прочность конструкции, выполненной из хрупкого металла, считается обеспеченной, если во всех поперечных сечениях всех ее элементов фактические напряжения меньше предела прочности материала.

Поэтому необходимо, чтобы наибольшие напряжения, полученные в результате расчета конструкции (*расчетные напряжения*), не превышали некоторой величины, меньшей предела прочности, называемой *допускаемым напряжением*. Значение допускаемого напряжения устанавливается путем деления предела прочности на величину, большую единицы, называемую *коэффициентом запаса*. В соответствии с изложенным *условие прочности* конструкции, выполненной из *хрупкого* материала, выражается в виде

$$\sigma_p \leq [\sigma_p]; \quad \sigma_c \leq [\sigma_c],$$

где  $\sigma_p$  и  $\sigma_c$  – наибольшие расчетные растягивающие и сжимающие напряжения в конструкции;  $[\sigma_p]$  и  $[\sigma_c]$  – допускаемые напряжения при растяжении и сжатии, соответственно. (В случае, когда решающими для прочности конструкции являются не нормальные, а касательные напряжения, условие прочности имеет вид  $\tau \leq [\tau]$ .)

*Допускаемые напряжения*  $[\sigma_p]$  и  $[\sigma_c]$  зависят от пределов прочности материала на растяжение  $\sigma_{вр}$  и сжатие  $\sigma_{вс}$  и определяются выражениями

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{вр}}{[n_B]}; \quad [\sigma_c] = \frac{\sigma_{вс}}{[n_B]},$$

где  $[n_B]$  – нормативный (требуемый) коэффициент запаса прочности по отношению к пределу прочности.

Для конструкций из пластичных материалов (у которых пределы прочности на растяжение и сжатие одинаковы) используется следующее условие прочности:

$$\sigma \leq [\sigma],$$

где  $\sigma$  – наибольшее по абсолютной величине сжимающее или растягивающее расчетное напряжение в конструкции.

Допускаемое напряжение  $[\sigma]$  для *пластичных* материалов определяется по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]},$$

где  $[n_T]$  – нормативный (требуемый) коэффициент запаса прочности по отношению к пределу текучести.

Расчет прочности, выполняемый с использованием условий прочности, называется *расчетом по допускаемым напряжениям*. Нагрузка, при которой наибольшие напряжения в конструкции равны допускаемым напряжениям, называется *допускаемой*.

При расчете конструкций на прочность встречаются три вида задач, различающихся формой использования условий прочности:

- а) проверка напряжений (проверочный расчет);
- б) подбор сечений (проектный расчет);
- в) определение грузоподъемности (определение допускаемой нагрузки).

При проверке напряжений площади поперечных сечений  $F$  и продольные силы  $N$  известны и расчет заключается в вычислении расчетных (фактических) напряжений  $\sigma$  в характерных сечениях элементов. Полученное при этом наибольшее напряжение сравнивают затем с допускаемым:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma].$$

*При подборе сечений* определяют требуемые площади  $[F]$  поперечных сечений элемента (по известным продольным силам  $N$  и допускаемому напряжению  $[\sigma]$ ). Принимаемые площади сечений  $F$  должны удовлетворять условию прочности, выраженному в следующем виде:

$$F \geq [F] = \frac{N}{[\sigma]}.$$

*При определении грузоподъемности* по известным значениям  $F$  и допускаемому напряжению  $[\sigma]$  вычисляют допускаемые величины  $[N]$  продольных сил:  $[N] = F [\sigma]$ . По полученным значениям  $[N]$  затем определяются допускаемые величины внешних нагрузок  $[P]$ .

Для этого случая условие прочности имеет вид

$$P \leq [P].$$

Величины нормативных коэффициентов запаса прочности устанавливаются нормами. Они зависят от класса конструкции (капитальная, временная и т.п.), намечаемого срока ее эксплуатации, нагрузки (статическая, циклическая и т.п.), возможной неоднородности изготовления материалов (например, бетона), от вида деформации (растяжение, сжатие, изгиб и т.д.) и других факторов. В ряде случаев приходится снижать коэффициент запаса в целях уменьшения веса конструкции, а иногда увеличивать коэффициент запаса – при необходимости учитывать износ трущихся частей машин, коррозию и загнивание материала.

Величины нормативных коэффициентов запаса для различных материалов, сооружений и нагрузок имеют в большинстве случаев значения:  $[n_b]$  – от 2,5 до 5 и  $[n_r]$  – от 1,5 до 2,5.

Под *изгибом* понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса возникают изгибающие моменты. Если изгибающий момент в сечении является единственным силовым фактором, а поперечные и нормальная силы отсутствуют, изгиб называется *чистым*. Большей частью, однако, в поперечных сечениях бруса наряду с изгибающими моментами возникают также и поперечные силы. В этом случае изгиб называют *поперечным*. Классификация видов изгиба производится и по другим признакам, некоторые из которых будут рассмотрены в дальнейшем. Брус, работающий в основном на изгиб, часто называют *балкой*.

Для того чтобы правильно ориентироваться в вопросах, связанных с расчетом бруса на изгиб, необходимо, прежде всего, научиться определять законы изменения внутренних силовых факторов, т.е. научиться строить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

Во всех случаях поперечная сила для прямого бруса равна сумме проекций на плоскость сечения всех внешних сил, лежащих по одну сторону от сечения. Отсюда устанавливается *правило знаков для поперечной силы*. Если сумма внешних сил, лежащих по левую сторону от сечения, дает

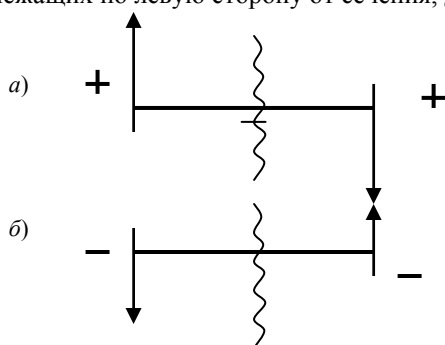


Рис. 2. Правило знаков для поперечной силы

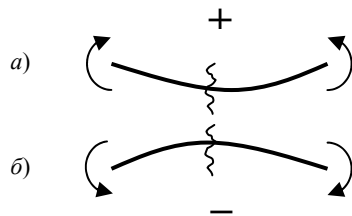


Рис. 3. Правило знаков для изгибающего момента

равнодействующую, направленную вверх, то поперечная сила в сечении считается *положительной* (рис. 2, а), вниз – *отрицательной* (рис. 2, б). Справа вниз – знак "плюс", справа вверх – знак "минус".

Изгибающий момент в сечении может рассматриваться как сумма моментов относительно поперечной оси сечения всех сил, расположенных по одну сторону от этого сечения. Эпюра моментов строится на оси бруса и ордината момента откладывается в сторону вогнутости упругой линии, т.е., как говорят, эпюра моментов строится на сжатом волокне.

Момент считается *положительным*, если изгибает стержень выпуклостью вниз (рис. 3, а), *отрицательным* – выпуклостью вверх (рис. 3, б).

Поперечная сила представляет собой *производную* от изгибающего момента по длине бруса. Производная же от поперечной силы дает интенсивность внешней распределенной нагрузки  $q$ .

$$\frac{dQ}{dz} = q, \quad \frac{dM}{dz} = Q.$$

С помощью данных дифференциальных зависимостей проверяют правильность построения эпюр.

## 2.4. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

**Фрикционные механизмы.** В фрикционных механизмах передача движения осуществляется за счет сил трения между прижатыми друг к другу звеньями (двумя катками, катком и плоскостью и т.д.).

Величина передаточного отношения в механизмах кинематического назначения может достигать  $i = 25$  и более, а в силовых передачах до  $i = 15$ .

Передаваемая фрикционными передачами мощность доходит до 300 кВт при окружной скорости до 25 м/с.

Фрикционные механизмы находят также применение в приводах лентопротяжных устройств и счетно-решающих механизмов.

Широкому распространению фрикционных механизмов в машиностроении и приборостроении способствовали их достоинства:

- простота конструкции и изготовления;
- бесшумность;
- автоматическое предохранение от поломок при перегрузках;
- отсутствие мертвого хода;
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного отношения.

К недостаткам фрикционных передач, ограничивающим область применения, относятся:

- наличие усилия, сжимающего катки;
- непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания;

в) износ катков.

Различают две группы фрикционных передач: с постоянным и регулируемым передаточным отношением. Передачи с постоянным передаточным отношением выполняются с параллельными и пересекающимися валами. В первом случае (рис. 4) используют цилиндрические катки с внешним (а) или внутренним (б) касанием, во втором (рис. 4, в) – конические катки.

При этом катки могут иметь гладкий или конический обод. Передачи с углом пересечения осей  $\delta = 90^\circ$ , телами трения которых являются диск и каток, называются лобовыми (рис. 4, г).

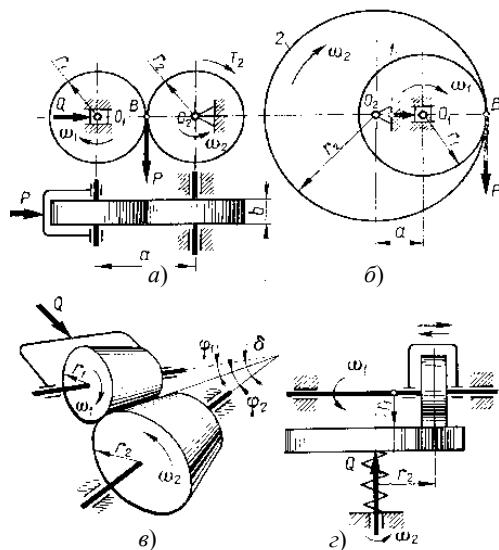


Рис. 4. Виды фрикционных передач

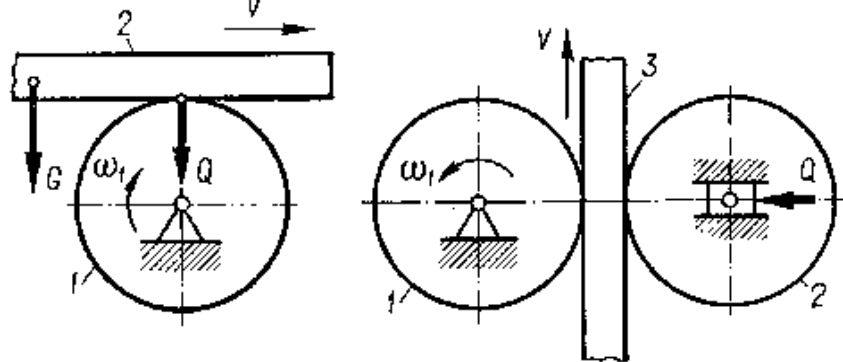


Рис. 5. Схемы фрикционных передач для преобразования вращательного движения в поступательное

В приборах для преобразования с помощью фрикционной передачи вращательного движения ведущего звена в поступательное ведомого используются две схемы: с одним катком (рис. 5, а), когда вес ведомого звена обеспечивает необходимое усилие прижима; с двумя катками (рис. 5, б), когда ведомое звено 3 прижимается свободно вращающимся катком 2 к ведущему катку 1 (лентопротяжные устройства осциллографов, телеграфных аппаратов, самозаписывающих приборов и т.п.).

Из-за упругого и геометрического скольжения передаточное отношение в действительности отличается от теоретического. Влияние проскальзывания катков учитывается коэффициентом  $\xi$ , который определяется экспериментально:

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = (1 - \xi) \cdot (r_2 / r_1).$$

Коэффициент  $\xi$  изменяется от 0,002 до 0,05 в зависимости от конструкции передачи.

**Материалы.** Материалы фрикционных катков должны иметь большой коэффициент трения  $f$  и модуль упругости, а также быть износостойкими. Чаще всего применяют стали, чугун, текстолит, резину и кожу.

Большой износостойкостью отличаются передачи, материалами катков которых являются закаленная сталь, чугун. Площадка контакта катков в этом случае мала, что способствует уменьшению геометрического скольжения. Фрикционные пары: закаленная сталь – закаленная сталь, закаленная сталь – чугун могут работать всухую или со смазкой.

**Катки.** Металлические катки (из стали или чугуна) делают дисковой конструкции, катки малых диаметров выполняют плоскими заодно с валом или насадными.

Катки из неметаллических материалов (обычно ведущие) делают сборными, насадными: ступица из чугуна служит для укрепления дисков из резины, текстолита, кожи и др.

**Повреждение катков.** Рабочие поверхности металлических катков выходят из строя вследствие выкрашивания (при работе со смазкой) и износа (при работе всухую). Катки из неметаллических материалов разрушаются из-за отслаивания рабочих поверхностей. На долговечность фрикционных передач существенно влияет наличие упругого и геометрического скольжения.

**Коэффициент полезного действия.** Потери мощности  $N_{п.п}$  складываются из потерь на геометрическое  $N_{г.с}$  и упругое  $N_{у.с}$  скольжение, потерь в подшипниках  $N_{п}$ :

$$N_{п.п} = N_{г.с} + N_{у.с} + N_{п}.$$



Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_1 - N_{п.п}}{N_1} = 1 - \frac{N_{п.п}}{N_1},$$

где  $N_1$  – мощность на ведущем валу передачи.

Величина КПД фрикционных передач колеблется в пределах 0,9...0,95.

**Цепная передача. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи, охватывающей звездочки и зацепляющейся за их зубья. Применяют также цепные передачи с несколькими ведомыми звездочками. Кроме перечисленных основных элементов, цепные передачи включают натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.**

Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или "гибкость" цепи.

Широко используют цепные передачи в сельскохозяйственных и подъемно-транспортных машинах, нефтебуровом оборудовании, мотоциклах, велосипедах, автомобилях.

Цепные передачи применяют:

- а) при средних межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения;
- б) при жестких требованиях к габаритам или при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).

Кроме цепных приводов, в машиностроении применяют цепные устройства, т.е. цепные передачи с рабочими органами (ковшами, скребками) в транспортерах, элеваторах, экскаваторах и других машинах.

К достоинствам цепных передач относят:

- 1) возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
- 2) меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- 3) отсутствие скольжения;
- 4) высокий КПД;
- 5) малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;
- 6) возможность легкой замены цепи;
- 7) возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Вместе с тем цепные передачи не лишены недостатков:

- 1) работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах и, следовательно, с неизбежным их износом, существенным при плохом смазывании и попадании пыли и грязи; износ шарниров приводит к увеличению шага звеньев и длины цепи, что вызывает необходимость применения натяжных устройств;
- 2) требуют более высокой точности установки валов, чем клиноременные передачи, и более сложного ухода – смазывания, регулировки;
- 3) передачи требуют установки в картерах;
- 4) скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения, хотя эти колебания небольшие.

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяют на две группы: *приводные* и *тяговые*. Цепи стандартизованы, их производят на специализированных заводах.

В качестве приводных применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износоустойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой – разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм (т.е. ~ 1 дюйму)

Изготавливают следующие приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568–75:

- ПРЛ – роликовые однорядные нормальной точности;
- ПР – роликовые повышенной точности;
- ПРД – роликовые длиннозвенные;
- ПВ – втулочные;
- ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами,

а также роликовые цепи по ГОСТ 21834–76 для буровых установок (в быстроходных передачах).

Роликовые цепи – это цепи со звеньями, каждое из которых выполнено из двух пластин, напрессованных на валики (наружные звенья) или на втулки (внутренние звенья). Втулки надеты на валики сопряженных звеньев и образуют шарниры. Наружные и внутренние звенья в цепи чередуются.

Втулки, в свою очередь, несут ролики, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Пластины очерчивают контуром, напоминающим цифру 8 и приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

Валики (оси) цепей выполняют ступенчатыми или гладкими.

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемные. Концы цепи соединяют соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами или расклепыванием. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют специальные переходные звенья, которые, однако, слабее, чем основные, поэтому обычно стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только

их валики имеют увеличенную длину. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей почти пропорциональны числу рядов.

Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандартизованы в диапазоне шагов 15,875...50,8 и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30 % меньше, чем у цепей повышенной точности.

Роликовые длиннозвенные цепи ПРД выполняют с удвоенным шагом по сравнению с обычными роликовыми. Поэтому они легче и дешевле обычных. Их целесообразно применять при малых скоростях, в частности, в сельскохозяйственном машиностроении.

Втулочные цепи ПВ по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов, что удешевляет цепь и уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира. Эти цепи изготавливают с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в мотоциклах и в автомобилях (привод к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

Роликовые цепи с изогнутыми пластинами набирают из одинаковых звеньев, подобных переходному звену. В связи с тем, что пластины работают на изгиб и поэтому обладают повышенной податливостью, эти цепи применяют при динамических нагрузках (ударах, частых реверсах и т.д.).

В обозначении роликовой или втулочной цепи указывают: тип, шаг, разрушающую нагрузку и номер ГОСТа (например, Цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568–75). У многорядных цепей в начале обозначения указывают число рядов.

Зубчатые цепи – это цепи со звеньями из наборов пластин. Каждая пластина имеет по два зуба с впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочие (внешние) поверхности зубьев этих пластин – поверхности контакта со звездочками, ограничены плоскостями и наклонены одна к другой под углом вклинивания  $\alpha$ , равным  $60^\circ$ . Этими поверхностями каждое звено садится на два зуба звездочки. Зубья звездочек имеют трапециевидный профиль.

Пластины в звеньях раздвинуты на толщину одной или двух пластин сопряженных звеньев.

В настоящее время в основном изготавливают цепи с шарнирами качения, которые стандартизованы (ГОСТ 13552–81).

Для образования шарниров в отверстия звеньев вставляют призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями. Призмы опираются на лыски. При специальном профилировании отверстий пластин и соответствующих поверхностей призм можно получить в шарнире практически чистое качение. Имеются экспериментальные и эксплуатационные данные о том, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек предусматривают направляющие пластины, представляющие собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Применяют внутренние или боковые направляющие пластины. Внутренние направляющие пластины требуют проточки соответствующей канавки на звездочках. Они обеспечивают лучшее направление при высоких скоростях и имеют основное применение.

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми являются меньший шум, повышенные кинематическая точность и допустимая скорость, а также повышенная надежность, связанная с многопластинчатой конструкцией. Однако они тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже. Поэтому они имеют ограниченное применение и вытесняются роликовыми цепями.

Тяговые цепи подразделяют на три основных типа: пластинчатые по ГОСТ 588–81; разборные по ГОСТ 589–85; круглозвенные (нормальной и повышенной прочности) соответственно по ГОСТ 2319–81.

Пластинчатые цепи служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Они обычно состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без втулок; для них характерны большие шаги, так как боковые пластины часто используют для закрепления полотна транспортера. Скорости движения цепей этого типа обычно не превышают 2...3 м/с.

Круглозвенные цепи используют в основном для подвеса и подъема грузов.

Существуют специальные цепи, передающие движение между звездочками с взаимно перпендикулярными осями. Валики (оси) двух соседних звеньев такой цепи взаимно перпендикулярны.

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются в диапазоне от долей до сотен киловатт, в общем машиностроении обычно до 100 кВт. Межосевые расстояния цепных передач достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость ограничиваются величиной силы удара, возникающей между зубом звездочки и шарниром цепи, износом и шумом передач. Скорости движения цепей обычно не превышают 15 м/с, однако в передачах с цепями и звездочками высокого качества при эффективных способах смазывания достигают 35 м/с.

Средняя скорость цепи

$$v = \frac{znP}{60},$$

где  $z$  – число зубьев звездочки;  $n$  – частота ее вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P$  – шаг цепи, м.

Передаточное отношение определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках:

$$z_1 n_1 P = z_2 n_2 P.$$

Отсюда передаточное отношение, понимаемое как отношение частот вращения ведущей и ведомой звездочек:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, углами обхвата и числами зубьев. Обычно  $u \leq 7$ . В отдельных случаях в тихоходных передачах, если позволяет место,  $u \leq 10$ .

**Числа зубьев звездочек.** Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом передач. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен  $360^\circ/z$ .

С уменьшением числа зубьев возрастают неравномерность скорости движения цепи и скорость удара цепи о звездочку. Минимальное число зубьев звездочек роликовых цепей в зависимости от передаточного отношения выбирают по эмпирической зависимости:

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 13.$$

В зависимости от частоты вращения  $z_{1\min}$  выбирают при высоких частотах вращения 19...23; средних – 17...19, а при низких – 13...15. В передачах зубчатыми цепями  $z_{1\min}$  больше на 20...30 %.

По мере износа цепи ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки от ножки к вершине, что приводит, в конечном счете, к нарушению зацепления. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки. Поэтому максимальное число зубьев ограничивают при использовании роликовых цепей величиной 100...120, а зубчатых 120...140.

Предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

**Расстояние между осями звездочек и длина цепи.** Минимальное межосевое расстояние  $a_{\min}$  (мм) определяют из условий отсутствия интерференции (т.е. пересечения) звездочек:

$$a_{\min} > 0,5(D_1 + D_2),$$

где  $D_1$  и  $D_2$  – наружные диаметры звездочек.

Оптимальные межосевые расстояния

$$a = (30...50) P.$$

Обычно межосевые расстояния рекомендуют ограничивать величиной

$$A_{\max} = 80P.$$

Потребное число звеньев цепи  $W$  определяют по предварительно выбранному межосевому расстоянию  $a$ , шагу  $P$  и числам зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$ :

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{P}{a};$$

полученное значение  $W$  округляют до ближайшего целого (желательно четного) числа.

Эта формула выводится по аналогии с формулой для длины ремня и является приближенной. Первые два члена формулы дают потребное число звеньев при  $z_1 = z_2$ , когда ветви цепи параллельны, третий член учитывает наклон ветвей.

Расстояние между осями звездочек по выбранному числу звеньев цепи (без учета провисания цепи) следует из предыдущей формулы.

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки от силы тяжести и радиального биения звездочек.

Для этого межосевое расстояние уменьшают на  $(0,002...0,004) a$ .

Шаг цепи принят за основной параметр цепной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, они работают с большими динамическими нагрузками и шумом. Следует выбирать цепь с минимально допустимым для данной нагрузки шагом. Уменьшить шаг зубчатых цепей при конструировании можно, увеличив ее ширину, а для роликовых цепей – применив многорядные цепи.

В соответствии с основным критерием работоспособности цепных передач – износостойкостью шарниров цепи несущая способность цепных передач может быть определена согласно условию, по которому давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации.

В расчетах цепных передач, в частности в учете условий эксплуатации, связанных с величиной пути трения, удобно использовать простейшую степенную зависимость между давлением  $p$  и путем трения  $Pm = C$ , где  $C$  в данных ограниченных условиях может рассматриваться как постоянная величина. Показатель  $m$  зависит от характера трения; при нормальной эксплуатации передач с хорошей смазкой  $m$  около 3 (в условиях скудной смазки  $m$  колеблется от 1 до 2).

Допустимая полезная сила, которую может передавать цепь с шарниром скольжения:

$$F = \frac{[p]_0 A}{K_3};$$

здесь  $[p]_0$  – допустимое давление, МПа, в шарнирах для средних эксплуатационных условий;  $A$  – проекция опорной поверхности шарнира, мм<sup>2</sup>;  $K_3$  – коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации  $K_3$ , может быть представлен в виде произведения частных коэффициентов:

$$K_3 = K_d K_a K_n K_{\text{рег}} K_{\text{см}} K_{\text{реж}} K_{\text{т}}.$$

Коэффициент  $K_d$  учитывает динамичность нагрузки; при спокойной нагрузке  $K_d = 1$ ; при нагрузке с толчками 1,2...1,5; при сильных ударах 1,8.

Коэффициент  $K_a$  учитывает длину цепи (межосевое расстояние).

Коэффициент  $K_n$  учитывает наклон передачи к горизонту; чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи.

Коэффициент  $K_{рег}$  учитывает регулировку передачи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек  $K_{рег} = 1$ ; для передач с оттяжными звездочками или нажимными роликами  $K_{рег} = 1,1$ ; для передач с нерегулируемыми осями звездочек  $K_{рег} = 1,25$ .

Коэффициент  $K_{см}$  учитывает характер смазывания; при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса  $K_{см} = 0,8$ ; при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании  $K_{см} = 1$ ; при периодическом смазывании 1,5.

Коэффициент  $K_{реж}$  учитывает режим работы передачи; при односменной работе  $K_{реж} = 1$ .

Коэффициент  $K_T$  учитывает температуру окружающей среды, при  $-25\text{ °C} < T < 150\text{ °C}$  принимают  $K_T = 1$ ; при экстремальных условиях  $K_T > 1$ .

При оценке значения коэффициента эксплуатации  $K_3$ , необходимо хотя бы ориентировочно учитывать случайный характер ряда влияющих на него параметров.

Приводные цепи проектируют на основе геометрического подобия, поэтому площадь проекции опорной поверхности шарнира для каждого размерного ряда цепей можно представить в виде  $A = cP^2$ , где  $c$  – коэффициент пропорциональности,  $c \approx 0,25$  для однорядных цепей.

Допустимая сила  $F$  цепи с  $m_p$  рядами

$$F = \frac{cP^2 [p]_0 m_p}{K_3},$$

где  $m_p$  – коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам:

$$z_p = 1; 2; 3;$$

$$z_p = 1; 1,7; 2,5.$$

Допустимый момент (Н · м) на малой звездочке

$$T_1 = \frac{Fd_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{FPz_1}{2\pi \cdot 10^3}.$$

Отсюда шаг цепи

$$P = 18,5 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_3}{cz_1 m_p [p]_0}}.$$

Подбор цепных передач производят в следующем порядке. Сначала определяют или выбирают число зубьев малой звездочки и проверяют число зубьев большой. Затем задаются шагами цепи с учетом частоты вращения малой звездочки, предварительно определяют шаг по одной из приведенных выше формул, в частности, задавшись ориентировочным значением  $K_3$ .

Затем в порядке проверочного расчета определяют момент на малой звездочке, который может передавать цепь, и сопоставляют его с заданным. Обычно эти расчеты делают при нескольких, близких к оптимальным сочетаниям параметрах и выбирают оптимальный вариант.

Ведущая ветвь цепи в процессе работы испытывает постоянную нагрузку  $F_1$ , состоящую из полезной силы  $F$  и натяжения ведомой ветви  $F_2$ :  $F_1 = F + F_2$ .

Натяжение ведомой ветви с заведомым запасом обычно принимают

$$F_2 = Fq + F_{ц},$$

где  $Fq$  – натяжение от действия силы тяжести;  $F_{ц}$  – натяжение от действия центробежных нагрузок на звенья цепи.

Натяжение  $Fq$  (Н) определяется приближенно, как для абсолютно гибкой нерастяжимой нити:

$$Fq = \frac{ql^2 \cos \varphi}{8fg},$$

где  $q$  – масса одного метра цепи, кг;  $l$  – расстояние между точками подвеса цепи, м;  $f$  – стрела провеса, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\varphi$  – угол наклона к горизонту линии, соединяющей точки подвеса цепи, который приближенно принимают равным углу наклона передачи.

Принимая  $l$  равным межосевому расстоянию  $a$  и  $f = 0,02a$ , получаем упрощенную зависимость

$$Fq = 60qa \cos \varphi \geq 10q.$$

Натяжение цепи от центробежных нагрузок  $F_{ц}$  (Н) для цепных передач определяют по аналогии с ременными передачами, т.е.

$$F_{ц} = qv^2,$$

где  $v$  – скорость движения цепи, м/с.

Центробежная сила, действующая по всему контуру цепи, вызывает дополнительный износ шарниров.

Расчетная нагрузка на валы цепной передачи несколько больше полезной окружной силы вследствие натяжения цепи от массы. Ее принимают  $R_m F$ . При горизонтальной передаче принимают  $R_m = 1,15$ , при вертикальной  $R_m = 1,05$ .

**Зубчатые механизмы с параллельными и пересекающимися осями.** Зубчатые механизмы являются наиболее распространенным в машиностроении и приборостроении видом механических передач благодаря существенным достоинствам: компактности, надежности работы, высокому КПД, простоте ухода, обеспечению высокой точности передаточного отношения, способности передавать большие нагрузки.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести возможность изготовления их только на специальном оборудовании.

Зубчатые передачи можно классифицировать по характеру расположения валов: с параллельными осями (рис. 6, а – з) и с пересекающимися (рис. 6, е – з); по форме профилей зубьев: эвольвентные, циклоидальные, круговые и др.; по числу ступеней: одно-, двух- и многоступенчатые; различают передачи с внешним и внутренним зацеплением (рис. 6, з); с зубьями прямыми (рис. 6, а, г, е), косыми (рис. 6, б, ж), шевронными (рис. 6, в), криволинейными (рис. 6, з).

Эвольвентные передачи получили самое широкое распространение – они используются для больших мощностей ( $N = 50$  МВт) и высоких скоростей ( $v = 150$  м/с) и применяются также в качестве кинематических передач, в приборах и т.п.

**Виды повреждений зубчатой передачи. Поломка зубьев.** Чаще всего поломки зубьев возникают в результате усталости материала: вследствие многократного повторения нагрузки при зацеплении зубьев у основания зуба возникает усталостная трещина, приводящая к поломке. Поломка может произойти также от действия нагрузки, значительно превышающей допустимую по статической прочности материала зубьев.

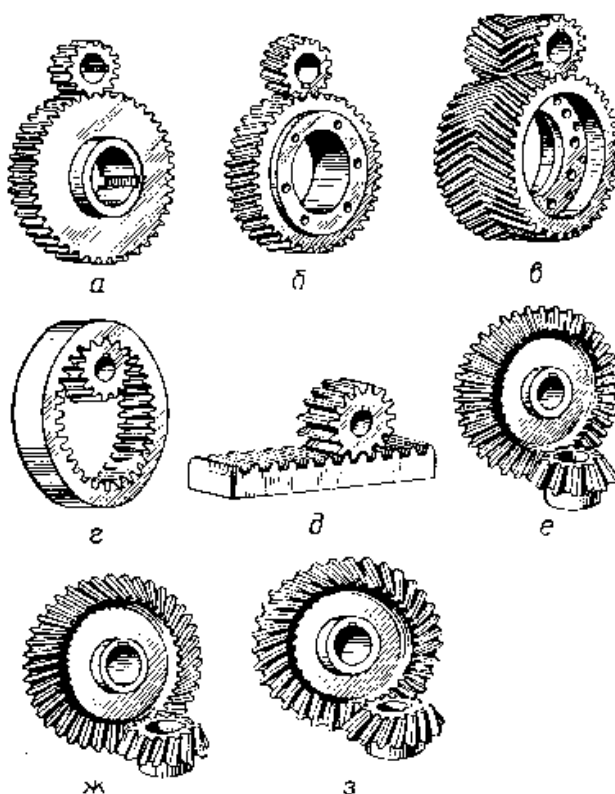


Рис. 6. Виды зубчатых передач

**Выкрашивание.** В закрытых передачах может появиться выкрашивание – отрыв мелких частичек от рабочей поверхности зубьев. При выкрашивании вследствие контактной усталости рабочих поверхностей зубьев образуются сначала мелкие ямки, затем более крупные, возникают динамические нагрузки, возникает концентрация напряжений, что может довести зубья до разрушения. Наиболее радикальное средство предупреждения выкрашивания – увеличение твердости рабочих поверхностей зубьев, увеличение радиусов кривизны профилей зубьев, а также подбор смазки.

**Износ зубьев.** Износ приводит к изменению формы зубьев и чаще всего происходит в открытых передачах и работающих в условиях загрязненной смазки. Искажение профиля зубьев приводит к уменьшению точности передачи, к увеличению динамических нагрузок, повышению напряжений изгиба и, наконец, к поломке зуба. Уменьшение износа достигается за счет повышения износостойкости зубьев химико-термическими методами обработки, уменьшением скольжения профилей, подбором смазки.

**Заедание.** Этот вид повреждения возникает при разрыве масляной пленки на поверхности зубьев из-за высоких удельных давлений. При этом может возникнуть молекулярное сцепление поверхностных слоев металла контактирующих зубьев и разрушение их поверхностей в виде борозд, возникающих при относительном скольжении профилей. Опасность заедания снижается при применении специальных сортов смазки, увеличении чистоты и твердости поверхностей зубьев.

**Расчет закрытой зубчатой передачи.** Предварительное значение межосевого расстояния

$$a_w = (U \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10\,850 z_\varepsilon}{[\sigma]_H U}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma}}{\Psi_{ba}}}, \text{ мм.}$$

Здесь и ниже знак "плюс" – для внешнего зацепления, знак "минус" – для внутреннего. Полученное значение  $a_w$  следует

округлить до ближайшего значения по СТ СЭВ 229–75 (ГОСТ 2185–66).

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800.

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900.

$U$  – передаточное число передачи;  $[\sigma]_H$  – расчетное значение допускаемого контактного напряжения, МПа;  $z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Для прямозубых передач

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}.$$

Для косозубых и шевронных передач

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

$\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия,  $\varepsilon_\alpha = 1,6$ ;  $T_2$  – номинальный крутящий момент на валу колеса рассчитываемой передачи, Н · м;  $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$  – коэффициент ширины зубчатых колес передачи;  $K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение

нагрузки между зубьями: для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ .

При расчете, когда размеры зубчатых колес еще не известны, для приближенного определения окружной скорости  $v$  ( $v_m$ ) следует пользоваться зависимостью:

$$v = \frac{n_1}{c_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{U^2 \psi_{ba}}};$$

для передачи с коническими зубчатыми колесами:

$$v_m = \frac{n_1}{c_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{U^2}}.$$

По найденному значению скорости  $v$  ( $v_m$ ) определяют степень точности (по нормам плавности) зубчатых передач.

Силовые открытые цилиндрические и конические зубчатые передачи выполняют обычно по 9-й степени точности ( $v = 2$  м/с).

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца при расчете на контактную выносливость.

Различают начальное значение коэффициента распределения нагрузки  $K_{H\beta}^0$ , имеющее место до приработки зубьев, и значение  $K_{H\beta} < K_{H\beta}^0$  после приработки зубьев. Для прирабатываемых цилиндрических прямозубых и косозубых, а также прямозубых конических колес значение  $K_{H\beta}$  определяют по зависимости:

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0(1 - x) + x,$$

где  $K_{H\beta}^0$  выбирают в зависимости от схемы передачи, твердости рабочих поверхностей зубьев и относительной ширины шестерни  $v/d_1$ .

Для цилиндрических зубчатых колес

$$\frac{b}{d_1} = 0,5\psi_{ba}(U + 1).$$

Для конических зубчатых колес

$$\frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{U^2 + 1}.$$

$x$  – коэффициент режима, учитывающий влияние режима работы передач на приработку прирабатываемых зубьев:

$$x = \frac{1}{T_2} \frac{\sum T_i t_i n_i}{\sum t_i n_i}.$$

Здесь  $T_2$  – номинальный крутящий момент, по которому рассчитывают передачу;  $T_i$ ,  $t_i$ ,  $n_i$  – крутящие моменты в спектре нагрузки передачи, соответствующие им времена работы и частоты вращения. Для прирабатываемых зубьев при постоянной нагрузке  $x = 1$ ,  $K_{H\beta} = 1$ .

Для прирабатываемых зубьев зубчатых колес  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ . Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями при любом режиме нагрузки:

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0}.$$

Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями коэффициент  $K_{H\beta}$  принимают равным таковому для цилиндрических косозубых колес с той же твердостью рабочих поверхностей зубьев, что и у конических колес.

Рабочая ширина колеса  $b_2 = \psi_{ba} a_w$ , мм.

Ширина шестерни  $b_1 = b_2 + (2 \dots 4)$ , мм. Полученные значения  $b_1$  и  $b_2$  округляют до ближайших значений.

Модуль передачи. Значение модуля определяют по эмпирической зависимости с последующей проверкой на изгибную выносливость. При твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса HB 350.

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w .$$

При твердости рабочей поверхности зубьев шестерни  $H_1 > \text{HRC } 45$  и колеса  $H_2 > \text{HB } 350$ .

$$m = (0,0125 \dots 0,025) a_w .$$

При твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса HRC 45, но менее HRC 60

$$m = (0,016 \dots 0,0315) a_w .$$

Для передач с твердостью зубьев  $> \text{HRC } 60$  значение модуля устанавливают из расчета на изгиб. Принятое значение модуля должно соответствовать стандартному по СТ СЭВ 310–76:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2,2; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10 мм.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0 мм.

Для силовых передач  $m < 1,5$  мм принимать нежелательно.

Угол наклона зубьев

- косозубая передача

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m}{b_2}$$

и определяют  $\cos \beta_{\min}$  с точностью до 0,0001.

Для шевронных передач  $\beta_{\min} = 25^\circ$ .

Суммарное число зубьев

- прямозубая передача

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} ,$$

- косозубая передача

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \cos \beta_{\min} .$$

Рекомендуемые значения угла  $\beta = 7 \dots 20^\circ$  – косозубые передачи,  $25 \dots 40^\circ$  – шевронные передачи.

Полученное значение  $z_{\Sigma}$  округляют в меньшую сторону до целого числа.

Действительное значение угла наклона зуба  $\beta$

$$\cos \beta = \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w} , \quad \beta = \arccos \beta \geq \beta_{\min} .$$

Число зубьев шестерни и колеса.

Расчетное число зубьев шестерни находят как:

$$z'_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U+1} \geq z_{\min} ,$$

при этом  $z'_1$  округляют до целого числа  $z_1$ ;  $z_{\min} = 17$  – прямозубые колеса;  $z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$  – косозубые и шевронные колеса.

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 .$$

Фактическое значение передаточного числа

$$U = \frac{z_2}{z_1} .$$

Точность вычислений 0,01.

В силовых передачах фактическое передаточное число не должно отличаться от заданного более чем на 4 %.

**Геометрические параметры передачи.** Диаметры делительных окружностей с точностью до 0,01 мм

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} , \quad d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} .$$

Проверка:  $d_1 + d_2 = 2a_w$ .

Диаметр вершин зубьев для колес с внешним зацеплением

$$d_{a_1} = d_1 + 2m, \quad d_{a_2} = d_2 + 2m.$$

Для колес с внутренними зубьями

$$d_{a_2} = d_2 - 2m.$$

Диаметр впадин зубьев для колес с внешними зубьями

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m, \quad d_{f_2} = d_2 - 2,5m.$$

Для колес с внутренними зубьями

$$d_{f_2} = d_2 + 2,5m.$$

**Окружная скорость колес**

$$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с.}$$

**Проверка передачи на контактную выносливость.**

$$\sigma_H = \frac{10 \cdot 850 z_E}{a_w U} \sqrt{\frac{T_2 (U+1)^3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{b_2}} \leq [\sigma]_H \text{ МПа,}$$

где  $T_2$  – момент кручения на валу колеса рассчитываемой передачи, Н·м;  $K_H$  – уточняется в соответствии с окружной скоростью  $v$ . Допускается  $\sigma_H > [\sigma]_H$  в пределах 5 %.

**Проверка зубьев на изгибную выносливость.**

Напряжение в опасном сечении зуба колеса

$$\sigma_{F_2} = \frac{10^3 T_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} Y_{F_2} Y_{\beta} (U \pm 1)}{b_2 m a_w U} \leq \sigma_{F_2}, \text{ МПа.}$$

Здесь  $T_2$  – момент кручения на валу колеса рассчитываемой передачи, Н·м;  $U$  – фактическое значение передаточного числа;  $b_2, m, a_w$  – в мм;  $K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, выбирается в зависимости от степени точности передачи для прямозубых колес;  $K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца.

Для прирабатывающихся прямозубых, а также косозубых и прямозубых конических колес значение  $K_{F\beta}$  определяют по зависимости:

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0 (1 - x) + x,$$

$x$  – коэффициент режима.

Для прирабатывающихся зубьев при постоянной нагрузке  $x = 1$ ;  $K_{F\beta} = 1$ .

Для прирабатывающихся зубьев зубчатых колес  $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$ .

Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями при любом режиме нагрузки

$$K_{F\nu} = \sqrt{K_{F\nu}^0},$$

где  $K_{F\nu}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. При этом точность конических прямозубых колес условно принимают на одну степень меньше их фактической точности.

Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями коэффициент принимают равным таковому для цилиндрических косозубых рабочих поверхностей зубьев, что и у конических колес.

$Y_{F_2}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса, значения его выбирают в зависимости от числа зубьев  $z_2$  для прямозубых колес и эквивалентного числа зубьев  $z_{v2}$  для косозубых и шевронных зубчатых колес.

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

$Y_{\beta}$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба;  $Y_{\beta} = 1$  – для прямозубых передач.

Для косозубых и шевронных передач

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140},$$

где  $\angle \beta$  – в градусах;  $[\sigma]_{F_2}$  – допускаемое напряжение изгиба для материала колеса, МПа.



Напряжение изгиба в опасном сечении зуба шестерни

$$\sigma_{F_1} = \sigma_{F_2} \frac{Y_{F_1}}{Y_{F_2}} \leq [\sigma]_{F_1}, \text{ МПа.}$$

Значение  $Y_{F_1}$  определяют аналогично определению этого параметра для колеса.

**Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку.** Максимальные контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2}} \leq [\sigma]_{H \max},$$

$\sigma_H$  – расчетное напряжение, МПа;  $[\sigma]_{H \max}$  – максимальное допускаемое напряжение, МПа;  $T_2$  – номинальный крутящий момент на валу колеса рассчитываемой передачи, МПа;  $T_{2 \text{ пик}}$  – пиковый крутящий момент на колесе рассчитываемой передачи при пуске двигателя. В заданиях на курсовой проект по деталям машин кратковременным пиковым крутящим моментом является максимальный момент, развиваемый асинхронным электродвигателем при пуске установки.

$$T_{2 \text{ пик}} = T_{\text{эл max}} U \eta,$$

где  $T_{\text{эл max}} = \frac{P_{\text{эл}}}{\omega_{\text{эл}}} \left( \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \right)$  – пиковый крутящий момент, развиваемый двигателем при пуске;  $U$  и  $\eta$  – передаточное число и

КПД ступеней, через которые передается движение от электродвигателя к валу рассчитываемой зубчатой пары;  $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$  – значение отношения берут из справочников по электродвигателю.

**Максимальное напряжение изгиба в зубьях зубчатых колес.** При действии кратковременных перегрузок зубья подвергают на пластическую деформацию и хрупкий излом при изгибе от максимальной нагрузки.

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2} \leq [\sigma]_{F_{\max}} \text{ МПа,}$$

$\sigma_F$  – расчетное напряжение;  $[\sigma]_{F_{\max}}$  – максимальное допускаемое напряжение, МПа.

**Силы, действующие в зацеплении.**

Окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}, \text{ Н,}$$

где  $T_2$  – вращающий момент, Н·м;  $d_2$  – диаметр делительной окружности, мм.

Радиальная сила

- прямозубые колеса

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н;}$$

- косозубые и шевронные колеса

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$F_A = F_t \operatorname{tg} \beta, \text{ Н.}$$

**ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ (КОНИЧЕСКИХ) ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.**

Открытые цилиндрические (конические) передачи выполняют только прямозубыми и применяют при  $v \leq 2$  м/с. Степень точности их изготовления по нормам плавности контакта обычно 9-я по ГОСТ 1643–72 (ГОСТ СЭВ 186–75).

Основные размеры передач  $a_w$ ,  $d_{e1}$ ,  $d_{e2}$  и  $b_2$  выполняют из расчета на контактную прочность. Коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении,  $K_{Hv} = K_{Fv} = 1$ . Коэффициенты  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  определяют по таблицам (см. прил.). При любой твердости рабочих поверхностей зубьев открытые передачи считаются прирабатывающимися. Учитывая повышенный износ зубьев открытых передач, значение модуля рекомендуется принимать в 1,5–2 раза большим, чем для закрытых передач тех же размеров.

**Расчет червячной передачи.** Для изготовления червяков применяют углеродистые и легированные стали. Выбор марки стали зависит от назначаемой термообработки червяка и его габаритов. Материалы, применяемые для червячных колес, по убыванию антифрикционных свойств можно разделить на три группы: группа I – высокооловянистые (10...12 %) бронзы, группа II – безоловянистые бронзы и латуни, группа III – мягкие серые чугуны. Ожидаемое значение скорости скольжения при выборе материалов I и II групп определяют по зависимости:

$$v_{\text{ск}} = \frac{4,5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2} \text{ м/с,}$$

где  $n_1$  – число оборотов червяка,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $T_2$  – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Определение допускаемых напряжений. В червячной паре менее прочным элементом является червячное колесо, прочность зубьев которого определяет их контактную выносливость и износостойкость. Критерием этой прочности является контактное напряжение. Витки червяка, изготовленного из стали, значительно прочнее бронзовых или чугуновых зубьев колеса, поэтому витки червяка на прочность не рассчитывают.

Выражения для коэффициентов приведения  $K_{H_e}$  и  $K_{F_e}$  имеют вид:

$$K_{H_e} = \sum \left( \frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 \frac{t_i}{t_\Sigma} \frac{n_{2i}}{n_2};$$

$$K_{F_e} = \sum \left( \frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 \frac{t_i}{t_\Sigma} \frac{n_{2i}}{n_2},$$

где  $T_{2i}$ ,  $t_i$ ,  $n_{2i}$  – крутящие моменты на валу колеса, соответствующие им времена действия и частоты вращения;  $T_2$  и  $n_2$  – номинальный момент на валу колеса и частота его вращения.

Выбор числа заходов червяка и числа зубьев колеса. Число заходов червяка  $z_1$  рекомендуется принимать в зависимости от передаточного числа, найденного при разбивке  $U_0$  по ступеням:

$U$	8...14	14...30	> 30
$z_1$	4	2	1

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 U.$$

При этом  $z_{2\text{min}} \geq 26$ ,  $z_{2\text{max}} \leq 125$ .

Расчетное значение межосевого расстояния находится по формуле:

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2 K'}{[\sigma]_H^2}},$$

где  $T_2$  – момент на валу червячного колеса, Н·м;  $[\sigma]_H^2$  – допускаемые контактные напряжения;  $K'$  – ориентировочное значение коэффициента нагрузки

$$K' = K'_v K'_\beta,$$

где  $K'_v$  – скоростной коэффициент, который для предварительных расчетов при переменной нагрузке принимается равным единице;  $K'_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки:

$$K'_\beta = 0,5(K_\beta^0 + 1).$$

При крупносерийном и массовом производстве редукторов, а также для стандартных редукторов полученное значение  $a_w$  округляют до ближайших величин, для нестандартных редукторов и их мелкосерийном и единичном выпуске – до ближайшего значения из ряда Ra 40.

Осовой модуль

$$m = (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}.$$

Полученное расчетом значение модуля округляется до ближайшего стандартного.

Коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{2a_w - mz_2}{m}.$$

Расчетное значение  $q$  округляется до ближайшего в соответствии с модулем.

Коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m} [a_w - 0,5m(z_2 + q)].$$

Если  $x < -1$  или  $x > 1$ , то надо, варьируя значениями  $z_2$  и  $q$ , повторить расчет до получения  $-1 \leq x \leq 1$ . При необходимости уменьшения  $q$  следует учитывать, что из условия жесткости вала червяка  $q_{\min} = 0,212 z_2$ . С уменьшением  $q$  увеличивается угол подъема витков червяка  $\lambda$  и, следовательно, КПД передачи.

Углы подъема витка червяка

– делительный угол подъема витка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q};$$

– начальный угол подъема витка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Уточнение коэффициента нагрузки

$$K = K_v K_\beta,$$

где  $K_v$  – скоростной коэффициент, принимают в зависимости от окружной скорости червячного колеса:

$$v_2 = \frac{\pi m z_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с,}$$

при  $v_2 < 3$  м/с  $K_v = 1$  независимо от степени точности передачи, при  $v_2 > 3$  м/с значение  $K_v$  принимают равным  $K_{\text{нв}}$  для цилиндрических косозубых передач с  $\text{HB} \leq 350$  и той же степенью точности, при  $a_w \leq 200$  мм и  $n_1 \leq 1500$  мин<sup>-1</sup> минимальный при любом  $U$  окружная скорость  $v_2 < 3$  м/с и, следовательно,  $K_v = 1$ ;  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки:

$$K_\beta = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X),$$

где  $\theta$  – коэффициент деформации червяка;  $X$  – коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев червячного колеса и витков червяка:

$$X = \frac{1}{T_2} \left( \frac{\sum T_{2i} t_i n_{2i}}{\sum t_i n_{2i}} \right).$$

Здесь  $T_2$  – номинальный момент на валу колеса;  $T_{2i}$ ,  $t_i$ ,  $n_{2i}$  – крутящие моменты в спектре нагрузки передачи, соответствующие им времена работы и частоты вращения.

Уточнение допускаемых контактных напряжений.

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$v_{w_1} = \frac{\pi m (q + 2x) n_1}{60 \cdot 1000},$$

тогда уточненная скорость скольжения в зацеплении

$$v_{\text{ск}} = \frac{v_{w_1}}{\cos \gamma_w}.$$

С учетом полученного значения  $v_{\text{ск}}$  уточняют значение допускаемого напряжения  $[\sigma]_H$ .

Проверка передачи по контактным напряжениям.

$$\sigma_H = \frac{5400(q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[ \frac{z_2 + q + 2x}{a_w(q + 2x)} \right]^3 T_2 K} \leq [\sigma]_H.$$

Если  $\sigma_H$  не превышает  $[\sigma]_H$  более чем на 5 %, то ранее принятые параметры передачи принимаются за окончательные. Если  $\sigma_H$  меньше  $[\sigma]_H$  на 20 % и более, то надо проверить возможность уменьшения размеров передачи, для чего следует повторить расчет, уменьшив  $a_w$ .

Определение геометрических размеров червячной передачи.

Червяк:

– делительный диаметр  $d_1 = m q$ ;

– начальный диаметр  $d_{w_1} = m(q + 2x)$ ;

– диаметр вершин витков  $d_{a_1} = d_1 + 2m$ ;

– диаметр впадин витков  $d_{f_1} = d_1 - 2h_f^* m$ , где  $h_f^* = 1,2$ , кроме эвольвентных червяков, для которых  $h_f^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ ;

– длина нарезанной части червяка  $b_1 = b_{0_1} + 3m$ .

Увеличение длины нарезанной части червяка на  $3m$  выполняют только для шлифуемых и фрезеруемых червяков.

Червячное колесо:

– диаметр делительной (начальной) окружности  $d_2 = z_2 m$  ;

– диаметр вершин зубьев  $d_{a_2} = d_2 + 2(1+x)m$  ;

– наибольший диаметр  $d_{a_2 \max} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$  ;

– диаметр впадин  $d_{f_2} = d_2 - 2m(h_f^* - x)$  ;

– ширина венца:

- при  $z_1 = 1$  и  $2$

$$b_2 \leq 0,75 d_{a_1} ;$$

- при  $z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67 d_{a_1} .$$

Силы в червячном зацеплении:

– окружная сила на колесе, равная осевой на червяке:

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2}{d_2} ;$$

– окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1} ;$$

– радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо:

$$F_r = F_{t_2} \operatorname{tg} 20^\circ .$$

Проверка передачи по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{F_{t_2} K Y_F \cos \gamma_w}{1,3 m^2 (q + 2x)} \leq [\sigma]_F ,$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, зависящий от эквивалентного числа зубьев червячного колеса  $z_v$ :

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \sigma_w} .$$

Если  $\sigma_n > [\sigma]_F$ , то следует, увеличив модуль  $m$  и остальные размеры передачи, произвести повторный расчет.

Проверка передачи на кратковременную пиковую нагрузку. Максимальные контактные напряжения

$$\sigma_{n \max} = \sigma_n \sqrt{\frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2}} \leq [\sigma]_{n \max} .$$

Максимальные напряжения изгиба

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{2 \text{ пик}}}{T_2} \leq [\sigma]_{F \max} .$$

При этом значение  $T_{2 \text{ пик}}$  определяют в соответствии с зависимостью:

$$T_{2 \text{ пик}} = T_{\text{эл max}} U \eta ;$$

$$T_{\text{эл max}} = \frac{P_{\text{эл}}}{\omega_{\text{эл}}} \left( \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} \right) ,$$

где  $T_{\text{эл max}}$  – пиковый крутящий момент, развиваемый двигателем при пуске;  $U$  и  $\eta$  – передаточное число и КПД ступеней,

через которые передается движение от электродвигателя к валу рассчитываемой зубчатой пары;  $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$  – значение отношения

берут из справочников по электродвигателю.

*Коэффициент полезного действия*

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)},$$

где  $\varphi$  – угол трения.

Для передач с колесами из материалов II и III групп следует принимать большие из двух в данном диапазоне значений величины  $f$  и  $\varphi$ .

Проверка червячного редуктора на нагрев. *Поверхность охлаждения корпуса редуктора определяется по зависимости:*

$$A = 20a_w^{1,7}, \text{ м}^2,$$

где  $a_w$  в м.

При наличии вентилятора часть поверхности корпуса, обдуваемая им, определяется как  $A_b = 0,3A$ .

Для удовлетворительной работы червячного редуктора, установленного на раме, необходимо обеспечить условия:

1) для редуктора без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = \frac{10^3(1-\eta)N_1}{K_T A (1+\psi)} + t_0 \leq [t]_{\text{раб}},$$

где  $N_1$  – мощность на валу червяка, кВт;  $K_T = 9 \dots 17$  – коэффициент теплоотдачи (большие значения для хороших условий охлаждения), Вт/м<sup>2</sup>;  $t_{\text{раб}}$  – температура корпуса редуктора при установившемся режиме работы;  $t_0 = 20$  °С – температура окружающего воздуха;  $\psi = 0,25 \dots 0,3$  – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса в металлическую раму или плиту (при установке редуктора на бетонном или кирпичном фундаменте  $\psi = 0$ );  $[t]_{\text{раб}} = 95$  °С – максимально допустимая температура нагрева масла в масляной ванне редуктора;

2) для редуктора с искусственным охлаждением

$$t_{\text{раб}} = \frac{10^3(1-\eta)N_1}{[K_T(0,7+\psi) + 0,3K_{\text{ТВ}}]A} + t_0 \leq [t]_{\text{раб}},$$

где  $K_{\text{ТВ}}$  – коэффициент теплоотдачи обдуваемой части корпуса.

Здесь  $n_b$  – частота вращения вентилятора.

Если охлаждение вентилятором недостаточно, то применяют водяное охлаждение или увеличивают размеры корпуса редуктора.

**Ременные передачи.** Недостатком передач с гибкими звеньями является непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания ремней относительно шкивов и колебания мгновенного передаточного отношения из-за неравномерного движения цепи или зубчатого ремня. Недостатком передач с непосредственным соединением является то, что гибкое звено может осуществлять лишь одностороннее ограниченное движение. Кроме этого в цепных передачах имеют место износ звеньев цепи и зубьев звездочек в связи с затрудненной смазкой их трущихся поверхностей и более высокий уровень шума, чем в других передачах.

*Ременные передачи* – это передачи с гибкой связью, состоящие из ведущего и ведомого шкивов и надетого на них ремня. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов. Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

По принципу работы различаются передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчаторемные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением и рассматриваются особо.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами: предварительным упругим растяжением ремня; перемещением одного из шкивов относительно другого; натяжным роликом; автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

При первом способе натяжение назначается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, при втором и третьем способах запас на вытяжку выбирают меньше, при четвертом – натяжение изменяется автоматически в зависимости от нагрузки, что обеспечивает наилучшие условия для работы ремня.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Достоинства ременных передач:

- 1) возможность передачи движения на значительные расстояния;
- 2) возможность работы с высокими скоростями;
- 3) плавность и малозумность работы;
- 4) предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов;
- 5) защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву;
- 6) простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы;
- 7) малая стоимость.

Недостатки:

- 1) значительные габариты;
- 2) значительные силы, действующие на валы и опоры;
- 3) непостоянство передаточного отношения;
- 4) малая долговечность ремней в быстроходных передачах;
- 5) необходимость защиты ремня от попадания масла.

Ремни изготавливаются стальными, кожаными, хлопчатобумажными прорезиненными, из пластмасс на основе полиамидных смол, армированных кордом из капрона, лавсана и др. По конструкции бывают плоскими, клиновыми, поликлиновыми, и круглыми.

Различают ремни шивные и бесшовные. Бесшовные (бесконечные замкнутые) ремни являются совершенными и пригодны для работы при повышенных скоростях. Плоские шивные ремни соединяются шивкой, склейкой (наиболее качественное) и металлическими соединениями.

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью. Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

Плоские ремни отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя – полиамид или каучук.

Синтетические ремни изготавливают бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с. При меньших скоростях могут использоваться конечные прорезиненные или бесконечные кордошнуровые и кордотканевые ремни. Прорезиненные ремни состоят из тканевого каркаса, имеющего от трех до шести слоев, и наружных резиновых обкладок. Кордошнуровые ремни состоят из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура, связующей резины и тканевых обкладок. Кордотканевые ремни имеют несущий слой из двух слоев обрезиненной вискозной ткани.

Клиновые ремни имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими ремнями. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня. Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов) и различных по площади сечений. Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5 – 2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения. В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и применяют по несколько в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Клиновые и поликлиновые ремни выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетических шнуров. Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особенно высокой нагрузкой – кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении  $E = 2500$  МПа в отличие от  $E = 300 \dots 600$  МПа для корда из других волокон). Выпускаются также кордотканевые клиновые ремни с несколькими слоями ткани, они имеют меньший модуль упругости и лучше работают при ударной нагрузке.

Многопрофильные ремни состоят из двух – четырех клиновых, соединенных между собой тканевым слоем и применяются вместо комплектов клиновых ремней.

Круглые ремни выполняют резиновыми диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Ремни квадратного сечения используют для передачи небольших мощностей в приборах.

**Шкивы.** Форма ободов шкивов, выполняемых из чугуна СЧ 12-28, легких сплавов и пластмасс, зависит от профиля ремня.

Шкивы для передач зубчатыми ремнями выполняют с зубьями трапециевидного сечения с углом  $2\beta = 50^\circ$ . Минимальное число зубьев 16...20, шкивы для передач с непосредственным присоединением гибкого звена снабжаются приспособлениями для закрепления лент.

## 2.5. СОЕДИНЕНИЯ ТИПА ВАЛ–СТУПИЦА

**Шпоночные соединения.** Шпоночные соединения применяют в тех случаях, когда требуется передавать значительный крутящий момент, а сопряжение деталей выполнено с зазором или с небольшим натягом. Так как при малых натягах сила трения может оказаться недостаточной, то форму посадочных поверхностей следует изменить так, чтобы можно было передавать момент нормальным давлением на поверхности соприкосновения соединяемых деталей (их зацеплением). Это и осуществлено в соединении с врезной шпонкой и зубчатом (шлицевом) соединении.

Врезная шпонка плотно посажена в паз профрезерованной на поверхности вала специальной пальцевой фрезой. Посадку шпонки в паз втулки выбирают в зависимости от характера соединения. При неподвижном соединении назначают посадку, при которой равновероятны зазоры и малые натяги. При необходимости осевого перемещения втулки по валу посадку шпонки в паз втулки делают подвижной. В некоторых случаях подвижной делают посадку шпонки в паз вала, а неподвижной – в паз втулки.

Действующими стандартами сечения шпонок установлены соответственно диаметрам валов. Материалом шпонок служит среднеуглеродистая сталь. Их проверка на срез может не производиться, так как соотношение стандартных размеров таково, что прочность шпонки на срез выше, чем на смятие поверхности. Соединение на сегментной отличается от соединения на призматической только формой шпонки и способом фрезерования паза.

**Зубчатые (шлицевые) соединения.** Зубчатые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и внутренних зубьев в отверстии ступицы. Все размеры зубчатых соединений, а также допуски на них стандартизованы. По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямобочные, эвольвентные, треугольные.

Соединения с прямобочными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням зубьев, по наружному или внутреннему диаметрам профиля соединения. Стандартом предусмотрены три серии соединений (легкая, средняя и тяжелая), которые отличаются высотой и количеством зубьев. Число зубьев изменяется от 6 до 20. У соединений тяжелой серии зубья выше, а их количество больше, чем у соединений средней и легкой серий.

При выборе способа центрирования руководствуются следующим.

Центрирование по диаметрам ( $D$  или  $d$ ) обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням. Центрирование по боковым граням  $b$  обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям, поэтому его применяют при тяжелых условиях работы (большие напряжения, ударные и реверсивные нагрузки и т.п.).

Диаметр центрирования (наружный или внутренний) выбирают исходя из технологических условий. Если твердость материала втулки позволяет обработку протяжкой ( $HВ < 350$ ), то рекомендуют центрирование по наружному диаметру. При этом центрирующие поверхности втулки калибруют протяжкой, а центрирующие поверхности вала – шлифованием. При высокой твердости втулки рекомендуют центрирование по внутреннему диаметру. В этом случае центрирующие поверхности отверстия и вала можно обработать шлифованием.

Соединения с эвольвентными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням или по наружному диаметру вала. Наиболее распространен первый способ центрирования.

Эвольвентные зубья протяжки или самого соединения можно изготавливать на зуборезных станках и получать при этом высокую точность. Технологические преимущества этих соединений, а также более высокая прочность (благодаря большому числу зубьев и скруглению впадин) обеспечивают им все более широкое применение. Эвольвентные зубья, так же как и прямобочные, можно применять в подвижных соединениях.

Соединения с треугольными зубьями не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных втулках и стесненных габаритах по диаметру. Это соединение имеет большое число мелких зубьев (до 70). Вследствие технологических трудностей треугольные зубья часто заменяют мелкими эвольвентными зубьями.

Зубчатые соединения по сравнению со шпоночными обладают рядом преимуществ, главные из которых следующие: детали лучше центрируются на валах и имеют лучшее направление при осевом перемещении; прочность соединения, в особенности при динамических нагрузках, существенно повышается вследствие увеличения суммарной рабочей поверхности зубьев по сравнению с поверхностью шпонки, а также вследствие уменьшения глубины пазов и равномерного распределения нагрузки по окружности вала. Преимущества зубчатого соединения перед шпоночным обусловили его широкое применение в высоконапряженных машинах (автотракторная промышленность, станкостроение, авиастроение и т.п.).

Основными критериями работоспособности зубчатых соединений являются сопротивления рабочих поверхностей зубьев смятию и коррозионно-механическому изнашиванию. Коррозионно-механическое изнашивание возникает при очень малых колебательных относительных перемещениях сопряженных поверхностей. В зубчатых соединениях такие перемещения связаны с деформациями и зазорами. Не трудно понять, что циклические деформации изгиба вращающегося вала распространяются в отверстие ступицы и сопровождаются относительными микроперемещениями. Деформации кручения вала также сопровождаются микросдвигами, но в отличие от изгиба эти микросдвиги циклические только при переменном крутящем моменте. Исследования зубчатых соединений позволили разработать ГОСТ 21425–75 по расчету их нагрузочной способности.

## 2.6. ВАЛЫ И ОСИ

**Расчет и проектирование валов.** Для поддержания вращающихся деталей и для передачи вращающего момента от одной детали к другой (в осевом направлении) в конструкциях используют детали в форме тел вращения, называемые валами (рис. 7, а).

В зависимости от вида испытываемой деформации условно различают:

*простые валы* (валы) – работают в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия), их применяют в передачах: зубчатых, ременных и др.;

*торсионные валы* (торсионы) – работают лишь в условиях кручения, т.е. передают только вращающий момент, соединяя обычно два вала на индивидуальных опорах;

*оси* – поддерживающие невращающиеся валы, работающие лишь в условиях изгиба и реже растяжения (сжатия).

В зависимости от распределения нагрузок вдоль оси вала и условий сборки прямые валы выполняют гладкими (рис. 7, а) или ступенчатыми (рис. 7, б, в), близкими по форме к балкам равного сопротивления изгибу. Гладкие валы более технологичны.

В специальных машинах (поршневых двигателях и компрессорах) используют *коленчатые* валы, имеющие "ломанную" ось (рис. 7, г).

Для передачи вращающего момента (вращения) между агрегатами со смещенными в пространстве осями входного и выходного валов применяют специальные *гибкие*, имеющие криволинейную геометрическую ось при работе. Такие валы обладают высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе.

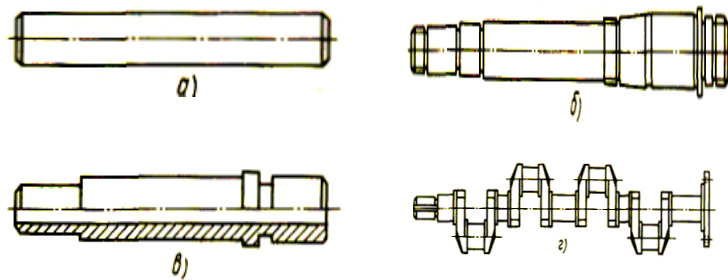


Рис. 7. Основные типы валов

В зависимости от расположения, быстроходности и назначения валы называют входными, промежуточными, выходными, тихо- или быстроходными, распределительными и т.п.

**Особенности конструкции.** Конструктивная форма вала (оси) зависит от нагрузки, способа фиксирования насаживаемой детали и условий сборки (разборки). Для осевого фиксирования деталей (подшипников, зубчатых колес и др.) на валах выполняют *упорные буртики* или *запечки*. Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют радиусной *галтелью* или в форме *канавки*. Высота упорных буртиков для фиксирования подшипников должна обеспечивать их демонтаж и подход смазочного материала. Фиксирование в окружном направлении насаживаемой детали (колеса, шкива и т.п.) на валу часто осуществляют соединением с натягом (за счет сил трения). В таких соединениях диаметр подступичной части вала следует увеличивать на 5...10 % против соседних участков для снижения напряжений в зонах концентрации (на краях соединения).

При средних значениях вращающего момента и менее высоких требованиях к точности центрирования применяют *шпоночные соединения*, а при высоких вращающих моментах и повышенных требованиях к центрированию применяют *шлицевые соединения*.

Для снижения напряжений на шлицевых и шпоночных участках валов целесообразно увеличивать диаметр подступичной части на 15...20 % по сравнению с диаметрами соседних участков вала. Если соединение (шлицевое или шпоночное) передает также осевое усилие, то насаженную на вал деталь (например, зубчатое колесо) фиксируют в осевом направлении с помощью буртика и резьбового соединения. Чаще буртик выполняют на гладкой части вала. Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы колес, шкивов, звездочек т.п.) следует выбирать из стандартного ряда посадочных размеров, а диаметры посадочных поверхностей под подшипники качения из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников.

В некоторых конструкциях применяют *полые валы* (см. рис. 8, в). Канал уменьшает массу вала, его часто используют для размещения соосного вала, деталей управления, подачи масла, охлаждающего воздуха и т.п. Технические условия на изготовление валов зависят от требований к конструкции. Наиболее жесткие требования по точности и шероховатости поверхности предъявляются к шейкам валов, на которые устанавливают подшипники качения.

**Материалы.** Для изготовления валов используют углеродистые стали марок 20, 30, 40, 45 и 50, легированные стали марок 20Х, 40Х, 40ХН. Выбор материала, термической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями эксплуатации.

**Проектный расчет валов.** Вал принадлежит к числу наиболее ответственных деталей машин, так как нарушение формы, а тем более его разрушение влечет за собой выход из строя всей конструкции.

Для обеспечения работоспособности и надежности валы и оси должны удовлетворять ряду критериев. Для изделий общего машиностроения основными являются критерии прочности и жесткости.

При проектном (предварительном) расчете обычно известны крутящий момент  $T$  или мощность  $P$  и частота вращения  $n$ , нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу (например, зубчатых колес). Требуется определить размеры и материал вала.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость, выносливость и колебания. Основной расчетной нагрузкой являются моменты  $T$  и  $M$ , вызывающие кручение и изгиб. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается. Расчет осей является частным случаем расчета валов при  $T = 0$ .

Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструкцию (места приложения нагрузки, расположение опор и т.п.). В то же время разработка конструкции вала невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметра. На практике обычно используют следующий порядок проектного расчета вала.

1. Предварительно оценивают средний диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

Обычно принимают:

$[\tau] = (20 \dots 30)$  МПа – для трансмиссионных,

$[\tau] = (12 \dots 15)$  МПа – для редукторных и других аналогичных валов.

Предварительно оценить диаметр проектируемого вала также можно, ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется (валы передают одинаковый момент  $T$ ).



Например, если вал соединяется с валом электродвигателя или другой машины, то диаметр его входного конца можно принять равным или близким к диаметру выходного конца вала электродвигателя.

2. После оценки диаметра вала разрабатывают его конструкцию – см. пример на рис. 8.

3. Выполняют проверочный расчет выбранной конструкции по методике, изложенной ниже, и, если необходимо, вносят исправления.

При этом учитывают, что диаметр вала является одним из основных параметров, определяющих размеры и нагрузочную способность подшипников. На практике не редки случаи, когда диаметр вала определяется не прочностью самого вала, а прочностью подшипников. Поэтому расчеты вала и подшипников взаимосвязаны.

**Проверочный расчет валов.** Выбор расчетной схемы и определение расчетных нагрузок валов базируют на тех разделах курса сопротивления материалов, в которых рассматривают неоднородное напряженное состояние и расчет при переменных напряжениях. При этом действительные условия работы вала заменяют условными и приводят к одной из известных расчетных схем. При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала. Вследствие такой схематизации расчет валов становится приближенным.

Напомним, что в расчетных схемах используют три основных типа опор: шарнирно-неподвижную, шарнирно-подвижную, защемление или заделку. Защемление применяют иногда в опорах неподвижных осей, для

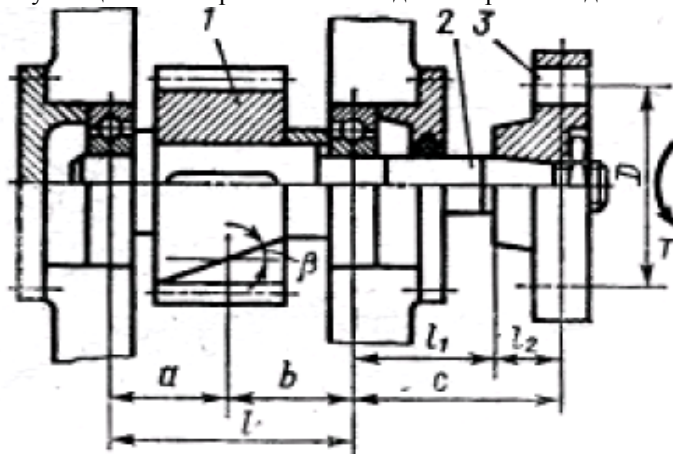


Рис. 8. Конструирование вала

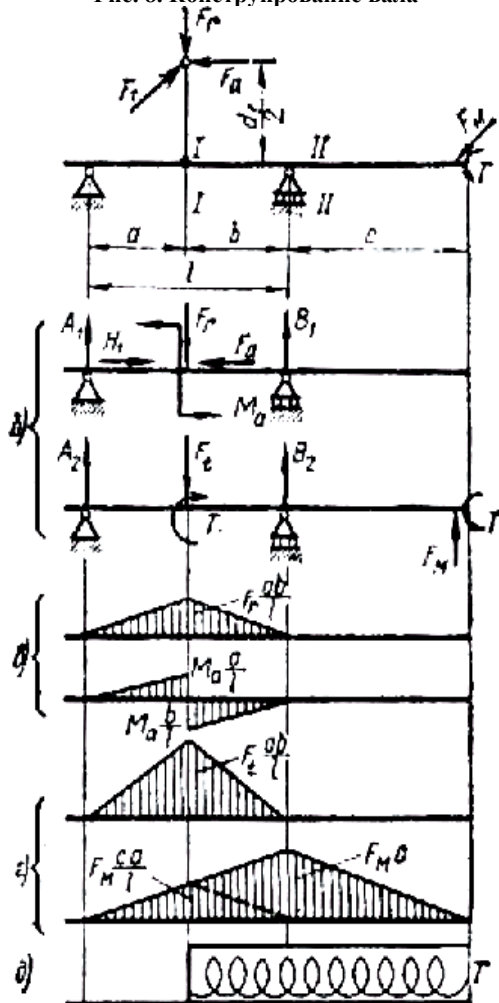


Рис. 9. Расчетная схема вала

вращающихся осей и валов защемление не допускают. Выбирая тип расчетной опоры, необходимо учитывать, что деформативные перемещения валов обычно весьма малы, и если конструкция действительной опоры допускает хотя бы небольшой поворот или перемещение, то этого достаточно, чтобы считать ее шарнирной или подвижной. При этих условиях подшипники, одновременно воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, – шарнирно-подвижными.

Условимся в дальнейшем все рассуждения иллюстрировать примером расчета вала, изображенного на рис. 9. Для этого вала, учитывая наклон зуба шестерни, левую опору заменяем шарнирно-неподвижной, а правую – шарнирно-подвижной опорами (рис. 9). Действительные нагрузки не являются сосредоточенными, они распределены по длине ступицы, ширине подшипника и т.п. Расчетные нагрузки рассматривают обычно как сосредоточенные. В нашем примере вал нагружен силами  $F_t$ ,  $F_a$  и  $F_r$ , действующими в полюсе зацепления (см. рис. 9, а), и крутящим моментом  $T$  на полумуфте. Большинство муфт, вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов, нагружают вал дополнительной силой  $F_m$ .

Для стандартных редукторов общего применения применяют:

$$F_m = 125 \sqrt{T} \text{ – входные и выходные валы одноступенчатых редукторов;}$$

$$F_m = 250 \sqrt{T} \text{ – выходные валы многоступенчатых редукторов.}$$

На рис. 10, б силы  $F_t$ ,  $F_a$  и  $F_r$  приведены к оси вала и изображены отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом возникли пары сил, равные  $T = 0,5F_t d_l$  и  $M_a = 0,5F_a d_l$ . Здесь  $d_l$  – делительный диаметр шестерни.

Под расчетной схемой построены эпюры изгибающих и крутящих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях от всех действующих нагрузок (рис. 9, в, г, д).

**Расчет на прочность.** На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

При расчете на сопротивление усталости необходимо прежде всего установить характер цикла напряжений. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной нагрузке (исключение составляют случаи, когда нагрузка вращается вместе с валом).

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет выполняют условно по номинальной нагрузке, а циклы напряжений принимают – симметричным для напряжений изгиба (рис. 10, а) и отнулевым для напряжений кручения (рис. 10, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения обосновывают тем, что большинство машин работает с переменным крутящим моментом, а знак момента изменяется только у реверсивных машин. Неточность такого приближенного расчета компенсируют при выборе запасов прочности.

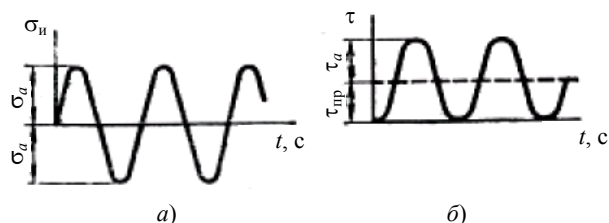


Рис. 10. Циклы напряжений

Приступая к расчету, предположительно намечают опасные сечения вала, которые подлежат проверке. При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов, ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений. Для опасных сечений определяют запасы сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми. При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас сопротивления усталости определяют по формуле:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \approx 1,5,$$

где  $s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_\sigma / (k_d k_F) + \psi_\sigma \sigma_m}$  – запас сопротивления усталости только по изгибу;  $s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a k_\tau / (k_d k_F) + \psi_\tau \tau_m}$  – запас сопротивления усталости только по кручению.

В этих формулах  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений, а  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  – постоянные составляющие.

При расчете валов принимают:

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = M / (0,1d^3) \text{ и } \tau_m = \tau_a = 0,5\tau = 0,5T / (0,2d^3).$$

$\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  – коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости. Их значения зависят от механических характеристик материала. Обычно принимают:

- $\psi_\sigma = 0,05$  и  $\psi_\tau = 0$  – углеродистые стали;
- $\psi_\sigma = 0,1$  и  $\psi_\tau = 0,05$  – среднеуглеродистые стали;
- $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости.

$k_d$  и  $k_F$  – масштабный фактор и фактор шероховатости;  $k_\sigma$  и  $k_\tau$  – эффективные коэффициенты концентраций напряжений при изгибе и кручении.

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, дробеструйный наклеп, обкатку роликами и т.д. При этом можно получить увеличение предела выносливости до 50 % и более. Чувствительность деталей к поверхностному упрочнению уменьшается с увеличением ее размеров.

Данные формулы относятся к расчету вала на длительный срок службы.

*Статический запас прочности* вала рассчитывают по наибольшей возможной кратковременной нагрузке (с учетом динамических и ударных воздействий), повторяемость которой мала и не может вызвать усталостного разрушения (например, по нагрузке в момент пуска установки). Валы могут быть нагружены постоянными напряжениями, например от неуравновешенности вращающихся деталей.

Так как валы работают в основном в условиях изгиба и кручения, а напряжения от осевых сил малы, то эквивалентное напряжение определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2},$$

где  $\sigma_{\text{и}}$  и  $\tau_{\text{к}}$  – соответственно наибольшие напряжения в точке вала от изгиба моментом  $M_{\text{и}}$  и кручения моментом  $T$ ,

$$\sigma_{\text{и}} = M_{\text{и}} / W_{\text{и}}, \quad \tau_{\text{к}} = T / W_{\text{к}}.$$

Здесь  $W_{\text{и}}$  и  $W_{\text{к}}$  – соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения диаметром  $d$ :

$$W_{\text{и}} \approx 0,1d^3 \quad \text{и} \quad W_{\text{к}} \approx 0,2d^3.$$

Так как  $W_{\text{к}} = 2W_{\text{и}}$ , то с учетом этих соотношений можно записать:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{10}{d^3} \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75T^2}.$$

Запас прочности по пределу текучести ( $\sigma_{\text{Т}}$  – предел текучести материала вала)

$$n_{\text{Т}} = \sigma_{\text{Т}} / \sigma_{\text{эКВ}} \geq [n_{\text{Т}}].$$

Обычно принимают допускаемый запас прочности  $[n_{\text{Т}}] = 1,2, \dots, 1,8$ .

Сечение (сечения), в котором следует определить запас прочности  $n_{\text{Т}}$  (опасное сечение) находят после построения эпюр изгибающих и крутящих моментов. Если нагрузки действуют на вал в разных плоскостях, то сначала силы проецируют на координатные оси и строят эпюры моментов в координатных плоскостях. Далее производят геометрическое суммирование изгибающих моментов, очерчивая эпюру прямыми линиями, что идет в запас прочности.

**Расчет на жесткость.** Упругие перемещения валов оказывают неблагоприятное влияние на работу связанных с ними соединений (шлицевых, прессовых и др.), подшипников, зубчатых колес и других деталей (узлов): увеличивают концентрацию контактных напряжений и износ деталей, снижают сопротивление усталости деталей и соединений, понижают точность механизмов и т.п.

Большие перемещения сечений вала от изгиба могут привести к выходу из строя конструкции вследствие заклинивания подшипников. Изгибная и крутильная жесткость валов существенно влияет на частотные характеристики системы при возникновении изгибных и крутильных колебаний.

Расчет на жесткость заключается в определении углов закручивания валов  $\varphi_{\text{кр}}$  и углов поворота  $\varphi_{\text{сеч}}$  поперечных сечений валов и осей в местах установки на них других деталей. Для ступенчатого вала, состоящего из  $n$  цилиндрических участков, угол закручивания в радианах

$$\varphi_{\text{кр}} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{G J_{pi}},$$

где  $l_i$  – длина  $i$ -й ступени;  $G$  – модуль сдвига;  $J_{pi}$  – полярный момент инерции;  $T_i$  – крутящий момент, действующий в пределах  $i$ -го участка.

При проектировании валов следует проверять прогибы и углы поворота сечений.

*Допустимые величины перемещений* (прогибов и углов поворота) сечений вала зависят от требований, предъявляемых к конструкции, и особенностей ее работы.

*Допустимые величины углов поворота сечения вала*  $\varphi_{\text{сеч}}$  в местах расположения деталей (в рад):

Подшипников качения:

шариковых однорядных .....	0,005
шариковых сферических .....	0,05
роликовых цилиндрических .....	0,0025
роликовых конических .....	0,0016
Подшипников скольжения .....	0,001
Зубчатых колес .....	0,001...0,002

Максимальный прогиб вала несущего зубчатого колеса обычно не должен превышать  $(0,0002...0,0003) L$  ( $L$  – расстояние между опорами), а допустимый прогиб под колесами составляет:  $0,01m$  – для цилиндрических и  $0,005m$  – для конических, гипоидных и глобоидных передач (здесь  $m$  – модуль зацепления).

Допустимые углы закручивания валов также зависят от требований и условий работы конструкции и лежат в пределах  $0,20...1^\circ$  на 1 м длины вала.

**Расчет на колебания.** Высокооборотные валы в ряде конструкций работают в условиях изгибных, крутильных и изгибно-крутильных колебаний, вызывающих появление переменных напряжений. Эти напряжения могут быть опасными для прочности вала на резонансных режимах работы.

Для предотвращения резонансных колебаний валов проводят их расчет на колебания.

Вынужденные колебания системы описываются уравнением:

$$y = \frac{P_a}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} \sin \omega_b t,$$

где  $y$  – амплитуда вынужденных колебаний массы  $m$ ;  $P_a$  – амплитуда возмущающей силы

$$P(t) = P_a \sin \omega_b t;$$

$\omega_b$  – круговая частота возмущающей силы или частота вынужденных колебаний системы;  $\omega_c$  – круговая частота свободных колебаний системы;

Рассмотрим вышеуказанное уравнение в приложении к колебаниям вала для простейшего случая. На валу, вращающемся с угловой скоростью  $\omega_b$ , закреплен диск массой  $m$  с эксцентриситетом  $e$ . Собственную массу вала считаем малой по сравнению с  $m$  и в расчет не принимаем (упругая система с одной степенью свободы). На вал действует центробежная сила

$$P_a = m\omega_b^2 e,$$

вектор которой вращается с угловой скоростью  $\omega_b$ .

Составляющие силы  $P_a$  по осям  $y$  и  $z$

$$P_y = P_a \sin \omega_b t, \quad P_z = P_a \cos \omega_b t.$$

Силы  $P_y$  и  $P_z$  являются возмущающими силами, которые вызывают колебания изгиба вала в направлении осей  $y$  и  $z$ .

Колебания от силы  $P_z$  описываются аналогичным уравнением  $z = \frac{P_a}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} \cos \omega_b t$ .

Частота собственных колебаний изгиба

$$\omega_c = \sqrt{1/(m\delta)} = \sqrt{g/y_{ст}},$$

где  $\delta = y_{ст}/(mg)$  – податливость вала или прогиб от единичной силы;  $y_{ст}$  – статический прогиб вала от действия силы тяжести.

При  $\omega_b = \omega_c$  наступает резонанс, при котором может произойти разрушение вала.

Таким образом, даже при ничтожно малой неуравновешенности в условиях резонанса можно ожидать разрушения машины.

Частоту вращения, при которой наступает резонанс, называют *критической*:

$$n_{кр} = (30/\pi)\omega_{кр} = (30/\pi)\omega_c = (30/\pi)\sqrt{g/y_{ст}}.$$

Если угловая скорость  $\omega_b > \omega_{кр} = \omega_c$ , то система при разгоне перейдет зону резонанса и снова стабилизируется. Во избежание поломок зону резонанса следует проходить быстро. Задержки в этой области не допускаются.

При  $\omega_b > \omega_c$  амплитуда колебаний меняет свой знак. Установим, что практически это означает.

Полная амплитуда

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} = \frac{P_a}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} = \frac{\omega_b^2}{\omega_c^2 - \omega_b^2} e.$$

Здесь учтено:  $\sin^2 \omega_b t + \cos^2 \omega_b t = 1$ ;  $P_a = m\omega_b^2 e$ .

При  $\omega_b > \omega_c$  амплитуда  $r$  направлена противоположно  $e$  и при  $\omega_b \gg \omega_c$   $r \rightarrow (-e)$ . Таким образом, за критической зоной центр тяжести несбалансированной массы приближается к геометрической оси вращения.

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают для жестких валов  $n \leq 0,7n_{кр}$ , для гибких валов  $n \geq 1,3n_{кр}$ .

## 2.7. ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Опоры валов и осей передают нагрузки от вращающихся частей на корпус или плату. Точность действия и надежность работы механизмов во многом зависят от особенностей конструкций опор, значения и стабильности в них сопротивления качению.

Опоры скольжения применяют при необходимости получить небольшие радиальные размеры. Максимальные износ и момент сил трения таких подшипников происходят во время разгона. Использование пористых вкладышей, пропитанных смазкой, позволяет существенно уменьшить сопротивление вращению при очень простой конструкции опорного узла. Если нужно получить малый момент сил трения, и вал вращается с небольшой скоростью, то в приборах применяются опоры на центрах и кернах.

Наибольшее распространение получили цилиндрические подшипники скольжения. Для снижения момента трения и износа соприкасающихся элементов применяют антифрикционные материалы. Крепление втулки в корпусе осуществляют посадкой с натягом или стопорным винтом. При использовании в конструкции таких опор следует иметь в виду, что даже при незначительном прогибе вала, а также из-за монтажных погрешностей возможны перекосы геометрических осей подшипника и вала, вследствие чего нагрузка по длине подшипника распределяется неравномерно.

По виду трения различают подшипники скольжения с сухим, граничным и жидкостным трением.

Опора сухого трения при малых нагрузках может быть конструктивно выполнена в плате корпуса. Но в основном конструкции подшипников сухого трения выполняют с вкладышем из антифрикционных самосмазывающихся синтетических материалов: капрон, нейлон, фторопласт и т.д. Обычно принимают отношение длины  $l$  подшипника и толщины  $\delta$  стенки вкладыша к диаметру цапфы  $d$  в пределах  $l/d = 0,6 \dots 0,5$ ,  $\delta/d = 0,07 \dots 0,1$ . Преимуществами вкладышей из пластмасс, кроме свойства самосмазываемости, является высокая демпфирующая способность, небольшая масса, технологичность, способность работать в условиях высокой надежности. Недостатки: невысокая прочность, нестабильность размеров, особенно при нагреве, низкая теплопроводность, поэтому при длительном режиме работы без смазки такие вкладыши выходят из строя. Для повышения теплопроводности применяют металлические вкладыши с нанесенным на трущуюся поверхность тонким слоем синтетического материала. Также в качестве подшипников применяют более сложные (соответственно более дорогие) композиции, состоящие из металлов, металлокерамики, графита и т.д.

При граничном трении смазка в опоре имеется, но она не полностью разделяет поверхности скольжения. Часто в подшипниках выполняют отверстия для подвода смазки и специальные смазочные канавки. Материалами таких вкладышей могут служить латуни, бронзы. Широко применяют металлокерамику, пропитанную маслом, при этом ресурс работы достигает 3000...5000 ч.

Опоры с трением качения – универсальные опоры валов передаточных и многих других механизмов. Достоинства их заключаются в малом сопротивлении движению, особенно в период разгона механизма. При проектировании опор механизмов с часто повторяющимися пусками и реверсом указанное свойство подшипников качения может иметь первостепенное значение.

Выбор типа подшипников качения обусловлен видом и размером нагрузки, воспринимаемой подшипником, частотой вращения, необходимой надежностью и долговечностью его работы.

Подшипники качения подразделяют на шариковые и роликовые. Шарикоподшипники классифицируют: по направлению воспринимаемой нагрузки относительно оси вала – на радиальные, радиально-упорные и упорные; по числу рядов шариков – на одно- и двухрядные; по частоте вращения – на тихоходные и быстроходные; по точности изготовления – на пять классов точности.

Тип подшипника назначают в зависимости от соотношения осевой  $F_a$  и радиальной  $F_r$  нагрузок: радиальный – при  $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,35$ ; радиально-упорный – при  $\frac{F_a}{F_r} > 0,35$ . Роликовые подшипники при одинаковых размерах с шариковыми выдерживают большие нагрузки, но их точность и предельные частоты вращения ниже, чем у шарикоподшипников.

**Расчет цилиндрических подшипников скольжения.** Для подшипников сухого и граничного трения используют приближенные методы расчета – по удельному давлению:

$$P = \frac{F}{ld} \leq [P],$$

где  $F$  – нагрузка на опору, Н;  $d$ ,  $l$  – внутренний диаметр и длина вкладыша, мм;  $[P]$  – допускаемое давление, МПа.

Также подшипники скольжения рассчитывают по критерию теплостойкости, который предусматривает обеспечение нормального теплового режима работы опоры. Принимая во внимание, что интенсивность тепловыделения пропорциональна развиваемой удельной мощности сил трения, критерий теплостойкости выражается условием:

$$Pv = \frac{F}{ld} \frac{\pi dn}{60 \cdot 1000} \approx \frac{Fn}{19,1 \cdot 10^3 l} \leq [Pv],$$

где  $v$  – расчетная скорость скольжения, м/с;  $n$  – частота вращения цапфы вала, об/мин;  $[Pv]$  – допускаемое значение критерия теплостойкости МПа·м/с.

Условия смазки существенно влияют на допускаемое значение  $[Pv]$ : при периодической смазке табличное значение можно увеличить на 50 %, а при регулярной на 100 %.

**Подшипник качения** – опора вращающейся части машины или механизма, работающая в условиях преобладающего трения качения, обычно состоящая из внутреннего и наружного колец, тел качения и сепаратора, разделяющего тела качения и направляющего их движение. По форме тел качения подшипники качения могут быть шариковыми и роликовыми с различной формой роликов. На наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного выполняются дорожки качения, геометрическая форма которых зависит от применяемых в данном подшипнике тел качения. Иногда в целях уменьшения радиальных габаритов применяют подшипник качения без одного из колец, дорожка качения при этом выполняется непосредственно на валу или на поверхности корпусной детали. Некоторые подшипники качения (например, игольчатые) могут не иметь сепаратора. Такие подшипники качения отличаются большим числом тел качения, а следовательно, и большей грузоподъемностью. Предельная частота вращения бессепараторных подшипников ниже из-за повышенных моментов трения. По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники качения разделяют на четыре группы: радиальные – предназначены для восприятия только радиальных (например, шарикоподшипники с игольчатыми роликами).

ми) или радиальных и ограниченных осевых нагрузок (например, шарикоподшипники радиальные однорядные); радиально-упорные – для восприятия комбинированных, т.е. радиальных и осевых, нагрузок (например, подшипники с коническими роликами); упорно-радиальные – для восприятия в основном осевых и незначительных радиальных нагрузок (имеют ограниченное применение); упорные – для восприятия только осевых нагрузок. Подшипники качения могут иметь один или несколько рядов тел качения и различную конструкцию. Радиально-упорные шарикоподшипники изготавливают с различными номинальными углами контакта (обычно 12, 26, 36°). С увеличением угла контакта возрастают осевая жесткость и способность воспринимать осевые нагрузки, но снижаются радиальная жесткость и быстроходность. При установке радиально-упорных сдвоенных подшипников качения повышаются грузоподъемность и жесткость опоры, а также точность вращения вала. Шарикоподшипники с разъемным внутренним или наружным кольцом воспринимают осевые нагрузки любого направления и точно фиксируют осевое положение валов. Конструкция подшипника качения может отличаться в зависимости от способа крепления (на валу или в корпусе). Так, подшипники качения, предназначенные для крепления на конических шейках валов, имеют конусное отверстие. Сферические подшипники качения на закрепительных втулках устанавливают на гладких (без бортов) участках валов. Наружные кольца радиальных шарикоподшипников иногда выполняют с канавкой под установочную шайбу, применение которой упрощает осевое крепление в корпусе. Кольца и тела качения изготавливают из высокоуглеродистых закаливаемых до высокой твердости, реже из малоуглеродистых цементируемых сталей. В некоторых случаях для подшипников качения применяют нержавеющие или теплостойкие стали. Сепараторы подшипников качения массовых серий изготавливают из малоуглеродистой стали, реже из нержавеющей стали и латуни (штамповкой из ленты или листов). Для изготовления массивных сепараторов подшипников качения, предназначенных для работы при высоких скоростях, используют латунь, магниевый чугун, бронзу, дюралюмин, графитизированную сталь, текстолит, а также другие пластмассы.

Изготовление подшипников качения в заводских условиях было начато в 1883 г. в Германии. В СССР выпускались подшипники с внутренними диаметрами от долей миллиметра до 1345 мм и массой от долей грамма до 4 т. Подшипник качения применяют в различных машинах и приборах, в которых они работают в широком диапазоне частот вращения (до 200 000 об/мин) при температурах до 1000 °С; созданы шарикоподшипники, способные работать в глубоком вакууме. Широкое применение подшипников качения обусловлено рядом их преимуществ по сравнению с подшипниками скольжения: меньшим моментом сопротивления вращению, особенно в начале движения, а также при малых и средних частотах вращения; большей несущей способностью на единицу ширины подшипника; полной взаимозаменяемостью; простотой эксплуатации; меньшим расходом смазочных материалов и цветных металлов; более низкими требованиями к материалам и термообработке валов. К недостаткам подшипников качения относятся: ограниченный ресурс, особенно при больших скоростях; большое рассеивание сроков службы; высокая стоимость при мелкосерийном и индивидуальном производстве; большие радиальные габариты; меньшая способность демпфировать вибрации и удары, чем у подшипников скольжения.

Энергетические потери в подшипниках качения представляют собой результат сложного физического процесса. Момент сопротивления определяется одновременным действием ряда явлений: проскальзыванием тел качения по площадкам контакта и гнездам сепаратора, потерями на внутреннее трение в материале контактирующих тел, скольжением массивного сепаратора по центрирующим бортам колец, сопротивлением смазки и внешней среды. Момент сопротивления можно приближенно определять, используя условное понятие о приведенном безразмерном коэффициенте трения  $f_{пр}$ :

$$M = 0,5P f_{пр} d,$$

где  $P$  – нагрузка на подшипник;  $d$  – диаметр отверстия в подшипнике.

Величина  $f_{пр} = 0,0015 \dots 0,02$  (меньшие значения принимают для шарикоподшипников, работающих при радиальных нагрузках и жидкой смазке). Для смазки применяют различные смазочные материалы: жидкие масла, пластичные смазки и в особых случаях твердые материалы. Наиболее благоприятные условия для работы подшипника качения обеспечивают жидкие масла, для которых характерны такие признаки, как стабильность при работе, сравнительно небольшое сопротивление вращению, способность хорошо отводить тепло, очищать подшипники от продуктов износа. Пластичные смазки лучше, чем жидкие масла, защищают поверхности от коррозии, для удержания их в узле не требуется сложных уплотнений.

Подшипник качения рассчитывают на долговечность (ресурс) по динамической грузоподъемности и на статическую грузоподъемность. Под долговечностью понимается расчетный срок службы, выраженный числом оборотов или числом часов работы, в течение которых не менее 90 % из данной группы подшипников при одинаковых условиях должны отработать без появления признаков усталости металла (выкрашивания).

Под статической грузоподъемностью ( $C_0$ ) принято понимать такую нагрузку на подшипник качения, от действия которой в наиболее нагруженной зоне контакта возникает общая остаточная деформация тел качения и колец, не превышающая 0,0001 диаметра тела качения. Значения динамической и статической грузоподъемности в кгс (н) указывают в каталогах для каждого типоразмера подшипника. По мере повышения качества подшипника качения эти значения увеличиваются. Значительное повышение долговечности подшипника качения возможно, например, в результате совершенствования технологии, применения электрошлакового, вакуумно-дугового и двойного (электрошлакового и вакуумно-дугового) переплавов сталей.

Подшипник качения (рис. 11) состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, между которыми помещены тела качения 3.

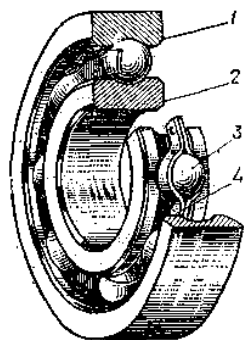


Рис. 11. Подшипник качения

Для предохранения тел качения от смещения и соприкосновения между собой их отделяют друг от друга сепаратором 4.

Подшипники качения по направлению действия нагрузки относительно оси вращения делятся на радиальные, упорные, радиально-упорные (рис. 12); по размерам (ширине и наружному диаметру) – на серии от сверхлегкой до тяжелой. В зависимости от форм тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые (цилиндрические, сферические, конические); по конструктивным особенностям они бывают несамостоятельными и самостоятельными (допускающие перекосящиеся и самоустанавливающиеся (допускающие перекосящиеся и самоустанавливающиеся) по отношению к оси наружного), одно-, двух- и четырехрядные (в зависимости от количества тел качения, расположенных по ширине подшипника), со стопорными шайбами, с уплотнениями и без них.

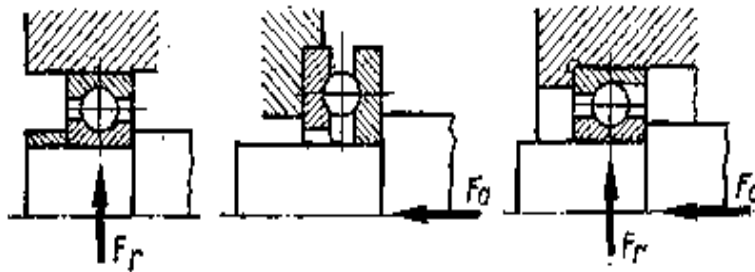


Рис. 12. Типы подшипников

Кольца и тела качения подшипников в основном изготавливают из сталей марок ШХ15, ШХ15СГ (ГОСТ 801–78) и марок ШХ20СГ, 18Х2Н4А (по специальным ТУ) с твердостью поверхностей HRC 60...65. В некоторых случаях используют стали других марок (нержавеющие, жаропрочные и др.). Сепараторы делают из листовой стали, бронзы, текстолита, нейлона. Для подшипников, которые должны иметь антимагнитные и антикоррозионные свойства, детали выполняются из специальных немагнитных нержавеющей сталей или из бериллиевой бронзы.

**Шариковые подшипники.** Основные типы подшипников стандартизованы по ГОСТ 3395–75. Радиальные однорядные подшипники бывают обыкновенные (рис. 13, а, ГОСТ 8338–75) и с канавкой на наружном кольце, в которую вставляется установочное пружинное кольцо (рис. 13, в), предохраняющее подшипник от осевого смещения в корпусе. Они могут иметь одну или две защитные шайбы (рис. 13, б), фетровые и резиновые уплотнения, предохраняющие подшипник от загрязнений и удерживающие длительное время смазку.

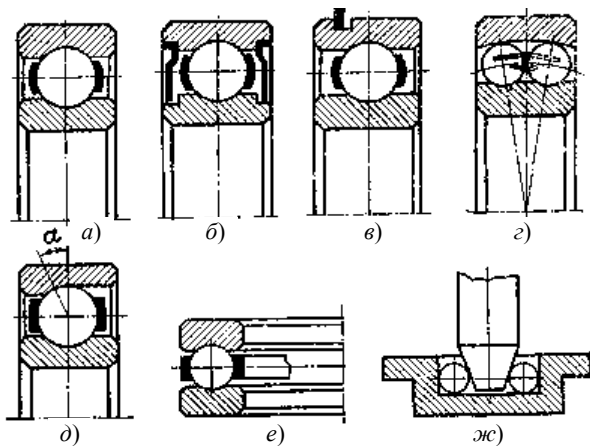


Рис. 13. Типы шариковых подшипников

Однорядные радиальные подшипники могут воспринимать в обе стороны осевую нагрузку. Перекос осей внутреннего и наружного колец в рассмотренных подшипниках не должен превышать  $0,25^\circ$ .

Подшипники с канавками, защитными шайбами и уплотнениями применяют в тех случаях, когда необходимо иметь минимальные габариты и массу подшипниковых узлов и нет условий для подачи смазки в подшипники.

Радиальные двухрядные сферические подшипники (рис. 13, з) предназначены для восприятия радиальной нагрузки, но могут воспринимать одновременно двухстороннюю осевую нагрузку. Эти подшипники допускают значительный перекос осей – до  $3^\circ$ .

Радиально-упорные подшипники предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Они бывают однорядные (ГОСТ 832–78) и двухрядные (ГОСТ 4252–75); разъемные (снимаются наружные кольца) и неразъемные, допускающие осевую нагрузку в одну или обе стороны. Допускаемая осевая нагрузка зависит от угла контакта  $\alpha$  тел качения (рис. 13, д), который изменяется в пределах от  $12$  до  $36^\circ$ . С ростом угла увеличивается допускаемая осевая нагрузка на подшипник.

Упорно-радиальные подшипники предназначены для восприятия большой осевой и небольшой радиальной нагрузок.

Упорные подшипники бывают одинарными (рис. 13, е) и двойными и могут воспринимать нагрузки, действующие в одну или обе стороны. Применяют их в случае опор значительными осевыми нагрузками.

В механизмах приборов подшипники качения применяются только тогда, когда без них нельзя обойтись. Чаще всего применяют шариковые подшипники, превосходящие роликовые по допускаемой частоте вращения вследствие меньшей массы тел качения. Для уменьшения габаритов используют также малогабаритные подшипники (рис. 13, ж) и подшипники с насыщенными шариками.

В малогабаритных подшипниках отсутствуют внутреннее кольцо и сепаратор, а роль кольца выполняет вал. В подшипниках с насыщенными шариками отсутствуют оба кольца и сепаратор, а роль колец выполняют вращающиеся друг относительно друга детали, например ось и корпус.

**Роликовые подшипники.** Основные типы этих подшипников также стандартизованы по ГОСТ 3395–75. Они имеют большую нагрузочную способность, чем шарикоподшипники. В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки и форм тел качения роликовые подшипники бывают: радиальными однорядными с цилиндрическими и игольчатыми роликами; радиальными двухрядными с цилиндрическими и бочкообразными роликами; радиально-упорными с коническими роликами – однорядные, двухрядные и четырехрядные; упорными с цилиндрическими, коническими и сферическими роликами.

Радиальные однорядные подшипники с цилиндрическими роликами без бортов на одном кольце могут передавать лишь радиальную нагрузку. Подшипники с бортами на обоих кольцах воспринимают незначительную осевую нагрузку в обоих направлениях. Игольчатые подшипники с длинными роликами небольшого диаметра  $d = 4 \dots 10$  мм применяются для восприятия больших радиальных нагрузок (осевых нагрузок не воспринимают).

Для уменьшения габаритов радиальные однорядные подшипники изготавливают без одного из колец. Когда опоры воспринимают значительные радиальные нагрузки и размеры опорного узла в радиальном направлении ограничены, применяют двухрядные подшипники с цилиндрическими роликами. В подшипниках с цилиндрическими роликами не допускается перекос осей.

Двухрядные подшипники с бочкообразными роликами допускают поворот их оси относительно оси внутреннего кольца на  $2-3^\circ$ . Эти подшипники могут воспринимать небольшую осевую нагрузку.

При действии значительных радиальных и осевых нагрузок применяют радиально-упорные подшипники с коническими роликами. С увеличением угла конуса  $\alpha$  увеличивается допускаемая осевая нагрузка. При действии больших нагрузок и ограниченных размерах опор в радиальном направлении применяют двух- и четырехрядные подшипники. Перекос осей колец здесь также недоступен.

Подшипники устанавливают непосредственно в корпусе либо в специальных стаканах, втулках, деталях (зубчатых колесах, шкивах, рычагах). Конструкция *опорного узла* должна надежно фиксировать вал и подшипник в осевом направлении. Для предохранения деталей узла от температурных напряжений должен быть предусмотрен зазор  $S$  в осевом направлении, больше вероятной разности температурных деформаций вала и корпуса.

В узлах с радиально-упорными подшипниками зазор  $S$  при сборке регулируется так, чтобы при установившемся температурном режиме он был близок к нулю.

*Расчет подшипников качения* заключается в определении долговечности  $L_h$ , которая характеризует вероятный ресурс работы подшипника в зависимости от нагрузки, скорости, температуры и других факторов. Под расчетной долговечностью  $L_h$  понимают время (ч), в течение которого гарантируется 90 %-ная надежность работы подшипников при определенных условиях эксплуатации. Если частота вращения кольца подшипника  $n > 1$  об/мин, то расчет ведут по динамической грузоподъемности –  $C$ . Для  $n \leq 1$  об/мин определяется лишь статическая грузоподъемность (если  $1 < n < 10$ , то  $n = 10$ ).

Условие работоспособности подшипника качения имеет вид:

$$L_h \leq [10^5 / (6n)] \cdot (C / F_3)^P ;$$

$$C_p = (6 \cdot 10^{-5} n L_h)^{\frac{1}{P}} F_3 \leq C ,$$

где  $C_p$  – расчетная динамическая грузоподъемность подшипника, Н;  $C$  – динамическая грузоподъемность;  $F_3$  – расчетная (эквивалентная нагрузка), Н;  $P$  – степенной показатель (для шарикоподшипников  $P = 3$ , для роликовых  $P = 10/3$ ). Значение  $F_3$  определяют по следующим формулам:

- для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$F_3 = (XV F_r + Y F_a) K_\delta K_T ;$$

- для упорных подшипников

$$F_3 = F_a K_\delta K_T ,$$

где  $F_r$  и  $F_a$  – радиальная и осевая нагрузка, Н;  $X$  и  $Y$  – безразмерные коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника и способа нагружения (справочные);  $V$  – кинематический коэффициент, учитывающий число нагруженных тел качения при работе подшипника (если вращается внутреннее кольцо, то  $V = 1$ , и при вращении наружного кольца  $V = 1,2$ );  $K_\delta$  – динамический коэффициент безопасности, учитывающий кратковременные дополнительные нагрузки на подшипник, для передаточных механизмов с возможными незначительными перегрузками и толчками  $K_\delta = 1,1 \dots 1,5$ ;  $K_T$  – температурный коэффициент, который зависит от теплового режима работы подшипников.

$T, ^\circ\text{C}$	125	150	175	200	225	250
$K_T$	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

При вращения колец подшипника с частотой менее 1 об/мин подшипник выбирают так, чтобы эквивалентная статическая нагрузка  $P_0$  не превышала статической грузоподъемности  $C_0$ . Эквивалентную статическую нагрузку  $P_0$  при чисто радиальном или осевом нагружении полагают равной внешней нагрузке, а при комбинированном нагружении определяют как большую из двух значений, рассчитанных по формулам

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a , \quad P_0 = F_r .$$

Для радиальных шарикоподшипников  $X_0 = 0,6$ ;  $Y_0 = 0,5$ , для радиально-упорных  $X_0 = 0,5$ ;  $Y_0 = 0,47$  ( $\alpha = 12^\circ$ ).



## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Заблонский, К.И. Прикладная механика / К.И. Заблонский [и др.]. – Киев : Вища Школа, 1984.
2. Осецкий, В.М. Прикладная механика / В.М. Осецкий [и др.]. – М. : Машиностроение, 1977.
3. Дарков, А.В. Сопроотивление материалов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М. : Высшая школа, 1989.
4. Беляев, Н.М. Сопроотивление материалов / Н.М. Беляев. – М. : Машиностроение, 1976.
5. Иванов, М.И. Детали машин / М.И. Иванов. – М. : Высшая школа, 1991.
6. Красковский, Е.Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е.Я. Красковский, Ю.А. Дружинин, Е.М. Филатова. – М. : Высшая школа, 1991.
7. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1990.
8. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1988.
9. Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики. Статика и кинематика / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М. : Наука, 1985. – Т. 1.
10. Веркович, Г.А. Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А. Веркович, Е.Н. Головенкин, В.А. Голубков [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1989.
11. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1980.
12. Фролов, М.И. Техническая механика. Детали машин / М.И. Фролов. – М. : Высшая школа, 1990.
13. Демин, О.В. Сопроотивление материалов : учебное пособие / О.В. Демин, В.Е. Буланов, А.Н. Гузачев. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2006. – 84 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

#### ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

##### Тип 1. Расчет на изгиб бруса и определение реакций опор

1. Определение реакций связей (опор).
2. Определение перерезывающих сил по участкам в поперечных сечениях бруса.
3. Построение эпюры перерезывающих сил по участкам бруса.
4. Определение изгибающего момента по участкам бруса.
5. Построение эпюры изгибающего момента по участкам бруса.
6. Определение осевого момента сопротивления сечения.

По условию задачи на балку действуют три силовых фактора: распределенная нагрузка, сила и изгибающий момент (см. табл. П1 и рис. П1).

Таблица П1

Цифра	Номер задачи	$[\sigma]$ , МПа	$P_1$ , Н	$P_2$ , Н	$q_1$ , кН/м	$q_2$ , кН/м	$M_1$ , кНм	$M_2$ , кНм	$a$ , м	$b$ , м	$c$ , м
1	1, 10, 7	100	10		20		10		1,2	0,5	2,2
2	2, 1, 7	200		15		10		15	1,6	0,6	2,3
3	3, 4, 7	150	20		10		15		1,8	0,8	2,1
4	4, 9, 8	50		5		15		10	1,0	0,9	1,6
5	5, 1, 8	80	25		30		20		0,8	1,4	1,9
6	6, 4, 8	70		10		10		20	1,7	1,2	1,7
7	7, 10, 1	100	30		40		25		2,2	1,3	2,3
8	7, 2, 4	60		40		35		40	3,1	1,1	0,8
9	9, 8, 1	120	10		25		30		2,2	0,6	0,6
0	10, 4, 8	140		25		30		35	0,8	0,7	2,0
Буква	б	а	в	в	г	г	д	д	б	е	а

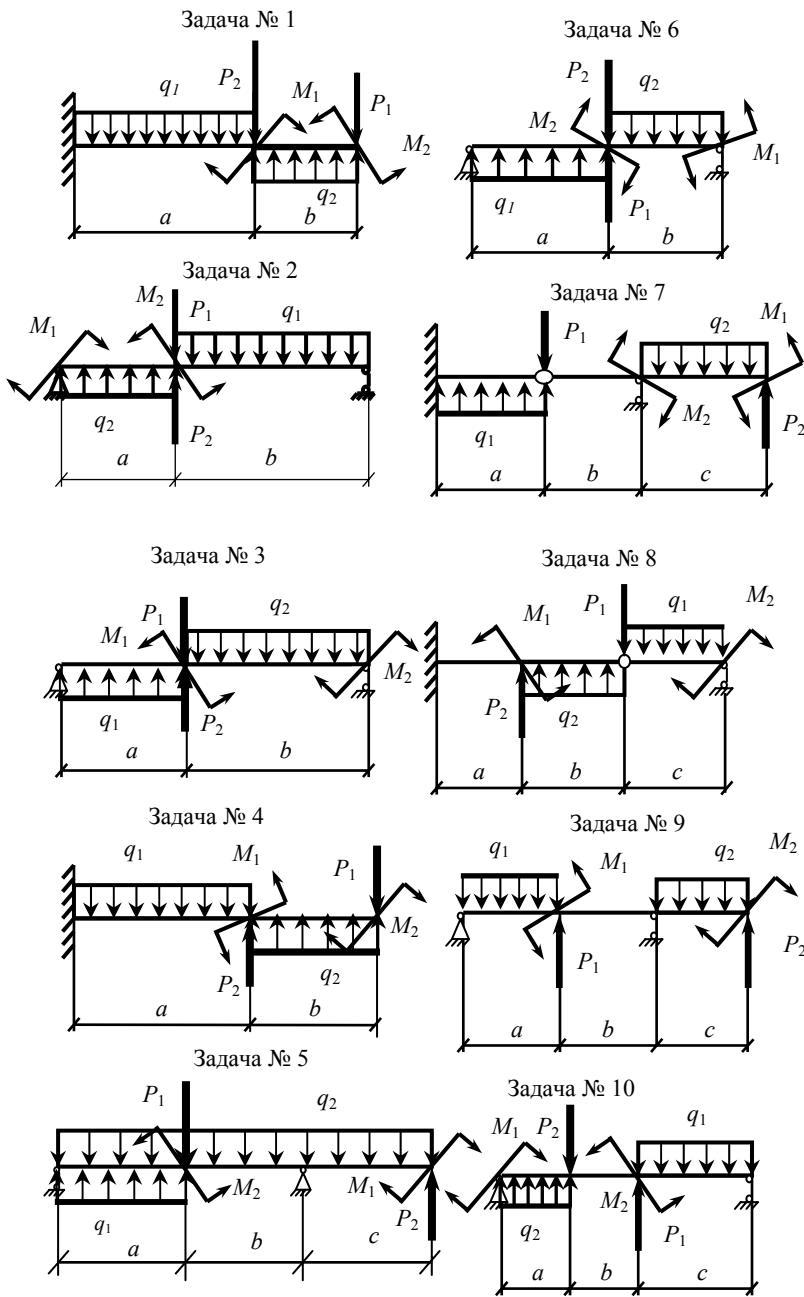


Рис. П1. Расчетные схемы к заданиям

Тип 2. Расчет на центральное растяжение-сжатие

1. Определение продольной силы с помощью метода сечений.
2. Построение эпюры продольных сил.
3. Подбор поперечного сечения.
4. Определение напряжений.
5. Построение эпюры напряжений.
6. Определение относительных удлинений по участкам стержня.
7. Построение эпюры относительных удлинений.
8. Определение перемещений точек стержня.
9. Построение эпюры перемещений.

Задания выдаются по табл. П2 и рис. П2.

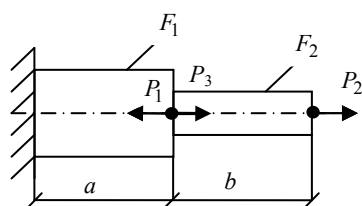
Таблица П2

Цифра	Номер задачи	$E$ , МПа	$P_1$ , кН	$P_2$ , кН	$P_3$ , кН	$k = \frac{F_1}{F_2}$	$[\sigma_{\text{раст}}]$ , МПа	$[\sigma_{\text{сж}}]$ , МПа	$a$ , м	$b$ , м	$c$ , м
1	10	$1,2 \cdot 10^5$	10	20	30	2	100	80	1,2	0,5	2,2
2	9	$1,5 \cdot 10^5$	20	5	15	2,2	20	50	1,6	0,6	2,3
3	8	$2 \cdot 10^5$	20	10	30	1,5	50	80	1,8	0,8	2,1

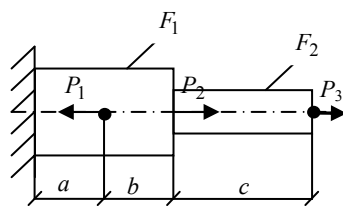
4	7	$1,7 \cdot 10^5$	20	15	25	1,8	50	70	1,0	0,9	1,6
5	6	$1,0 \cdot 10^5$	25	20	10	2,5	80	60	0,8	1,4	1,9
6	5	$1,5 \cdot 10^5$	35	10	5	2,4	70	90	1,7	1,2	1,7
7	4	$2,2 \cdot 10^5$	20	25	10	2,2	80	100	2,2	1,3	2,3
8	3	$2,4 \cdot 10^5$	15	20	40	1,6	60	80	3,1	1,1	0,8
9	2	$0,7 \cdot 10^5$	10	15	25	1,8	20	70	2,2	0,6	0,6
0	1	$0,6 \cdot 10^5$	20	25	10	1,7	40	60	0,8	0,7	2,0
Буква	б	а	в	д	г	в	а	а	б	е	а

Задача № 1

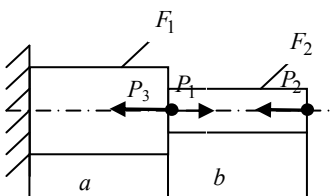
Задача № 6



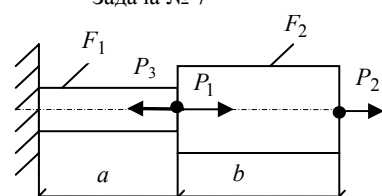
Задача № 2



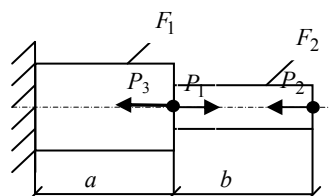
Задача № 7



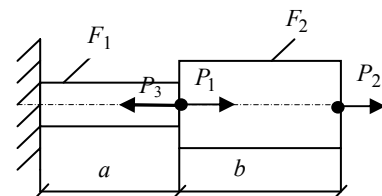
Задача № 3



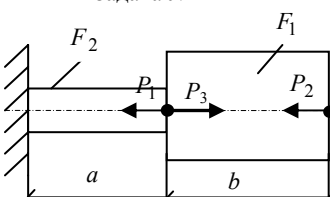
Задача № 8



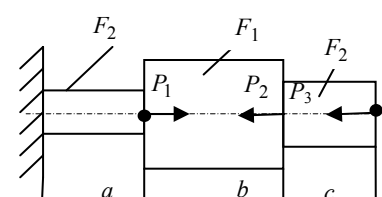
Задача № 4



Задача № 9



Задача № 5



Задача № 10

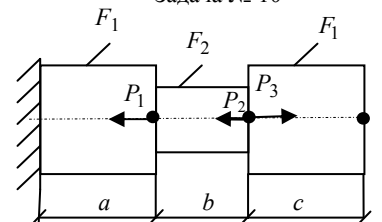
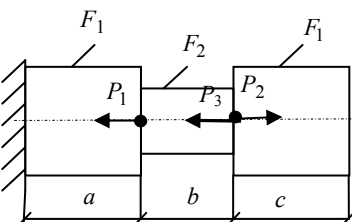


Рис. П2. Расчетные схемы к заданиям

## ЗАДАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТНО-ПРОЕКТИРОВОЧНЫХ РАБОТ

Расчетно-проектировочная работа № 1. Центральное растяжение-сжатие

Д а н о : Нагрузки  $P_1, P_2, P_3, P_4$ ; отношение площадей поперечного сечения  $\frac{F_1}{F_2} = k$ ; допускаемые напряжения растяжения

и сжатия  $[\sigma_{\text{раст}}]$  (МПа),  $[\sigma_{\text{сж}}]$  (МПа), длина участков стержня  $a, b, c, d$  (м); модуль упругости  $E$  (МПа) (табл. П2).

З а д а ч а № 1. Для стержня переменного поперечного сечения необходимо:

1. Определить продольные силы с помощью метода сечений;
2. Построить эпюры продольных сил;
3. Определить площади поперечного сечения;
4. Определить напряжения;
5. Построить эпюры напряжений;
6. Определить относительные удлинения по участкам стержня;
7. Построить эпюры относительных удлинений;
8. Определить перемещения точек стержня;
9. Построить эпюры перемещений.

З а д а ч а № 2. Для рассмотренного в задаче 1 стержня добавить опору к свободному концу стержня. Получив статически неопределимую задачу, выполнить расчет по порядку:

1. Замена опоры реакцией связи;
2. Определение продольной силы в зависимости от неизвестной реакции;
3. Определение численного значения реакции связи;
4. Определение численного значения продольной силы с помощью метода сечений;
5. Построение эпюры продольных сил;
6. Определение площадей поперечного сечения;
7. Определение напряжений;
8. Построение эпюры напряжений;
9. Определение относительных удлинений по участкам стержня;
10. Построение эпюры относительных удлинений;
11. Определение перемещений точек стержня;
12. Построение эпюры перемещений.

Задания выдаются преподавателем по шифру (табл. П2 и рис. П2).

#### Расчетно-проектировочная работа № 2. Изгиб бруса

Расчет необходимо выполнять в следующем порядке:

1. Определение реакций связей (опор).
2. Определение перерезывающих сил по участкам в поперечных сечениях бруса.
3. Построение эпюры перерезывающих сил по участкам бруса.
4. Определение изгибающего момента по участкам бруса.
5. Построение эпюры изгибающего момента по участкам бруса.
6. Проверка правильности построения эпюр с помощью дифференциальных зависимостей.
7. Подбор сечения бруса:
  - круглое сечение для консольной балки;
  - для балки на двух опорах прямоугольное ( $h/b = k$ ), квадратное, двутавровое; выбрать самое экономичное сечение;
  - для балки с шарниром прямоугольное сечение.

Задания выдаются преподавателем по шифру (табл. П1 и рис. П1).

#### Расчетно-проектировочная работа № 3

##### Определение кинематических и силовых параметров привода

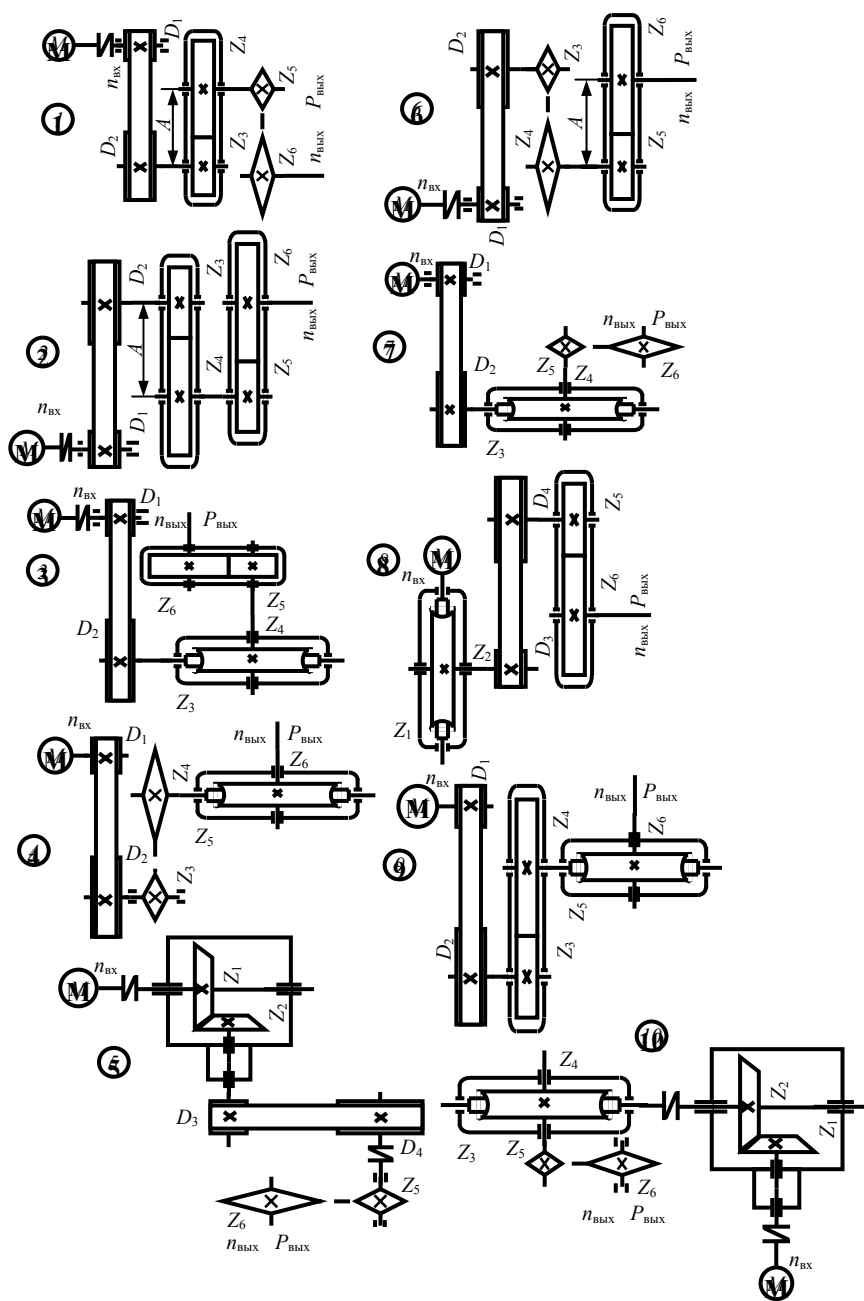
Д а н о : число оборотов выходного вала привода, необходимая мощность на выходном валу, диаметры и числа зубьев звеньев различных передач, входящих в привод, модуль зацепления.

Задания выдаются по табл. П3 и рис. П3.

Порядок расчета:

1. Определение звеньев и передач, входящих в кинематическую цепь привода.
2. Определение передаточного отношения каждой передачи, входящей в привод.
3. Определение общего передаточного отношения привода.
4. Определение общего КПД привода.
5. Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя.
6. Определение требуемой мощности электродвигателя.
7. Подбор стандартного асинхронного электродвигателя переменного тока.
8. Уточнение передаточного отношения одной из передач привода.
9. Определение частоты вращения валов привода.
10. Определение угловых скоростей валов привода.
11. Определение мощностей на валах привода.
12. Определение вращающих моментов на валах привода.
13. Определение геометрических параметров зубчатого или червячного зацепления.

Цифра	Номер схемы	Модуль $m$ , мм	Звенья										Мощность на выходе, кВт $P_{\text{вых}}$	Частота вращения выходного вала, мин <sup>-1</sup> $n_{\text{вых}}$
			первое		второе		третье		четвертое		пятое	шестое		
			$Z_1$	$D_{1,}$ м	$Z_2$	$D_{2,}$ м	$Z_3$	$D_{3,}$ м	$Z_4$	$D_{4,}$ м	$Z_5$	$Z_6$		
1	1	2,5		0,15		0,3	20		40		18	36	3	30
2	2	3-4		0,2		0,4	25		50		22	66	2,5	40
3	3	2,5		0,25		0,5	1		30		26	52	1,5	5
4	4	8		0,3		0,45	30		60		2	100	1,8	4
5	5	2,2	20		60		0,2		0,4	40	80		1,2	60
6	6	2		0,1		0,25	25		75		35	70	2,4	80
7	7	2		0,2		0,4	1		50		25	50	2,2	7
8	8	4	2		50		0,2		0,6	24	48		1,6	5
9	9	6		0,12		0,36	35		70		4	120	2,5	6
0	10	5	30		60		1		45		30	60	1,4	5
Буква	б	в	б										г	б



**Рис. П3. Расчетные схемы к заданиям**  
**Расчетно-проектировочная работа № 4. Расчет и конструирование вала**

Расчет и конструирование промежуточного вала редуктора, передающего вращающий момент с помощью зубчатой передачи от одного зубчатого колеса к другому, соединенных с валом с помощью шпоночного соединения, выполняются в следующем порядке. В качестве опор вала используются подшипники качения.

1. Предварительный расчет вала.
2. Конструирование вала.
3. Проверочный расчет на изгиб с кручением.
4. Подбор стандартной шпонки и расчет ее на прочность.
5. Подбор стандартного подшипника.

**Д а н ы:** мощность ( $N$ , кВт) и угловая скорость ( $\omega$ ,  $\text{с}^{-1}$ ) на валу, диаметры делительных окружностей зубчатых колес, расстояния от опор до зубчатых колес. Допускаемые напряжения принять  $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$ ,  $[\tau] = (12 \dots 15) \text{ МПа}$ . Расчет проводить по третьей гипотезе прочности. Принять осевую составляющую  $A = 0,2P$ , радиальную составляющую  $T = 0,34P$ . Трением в подшипниках пренебречь. При наличии конического зубчатого колеса принять диаметр делительной окружности зубчатого колеса, сопрягаемого с заданным, в два раза меньше заданного.

Задания выдаются по табл. П4 и рис. П4.

**Таблица П4**

Цифра	Номер схемы	Мощность, кВт	Угловая скорость, $\text{с}^{-1}$	$D_1$ , м	$D_2$ , м
1	10	2	18	0,2	0,1
2	9	1,5	20	0,15	0,09
3	8	2,2	15	0,12	0,07
4	7	0,8	7	0,16	0,1
5	6	0,6	11	0,22	0,14
6	5	3	12	0,11	0,08
7	4	2,5	9	0,14	0,09
8	3	4	8	0,22	0,17
9	2	3,5	10	0,26	0,18
0	1	4,1	5	0,28	0,16
Буква	а	б	в	а	г

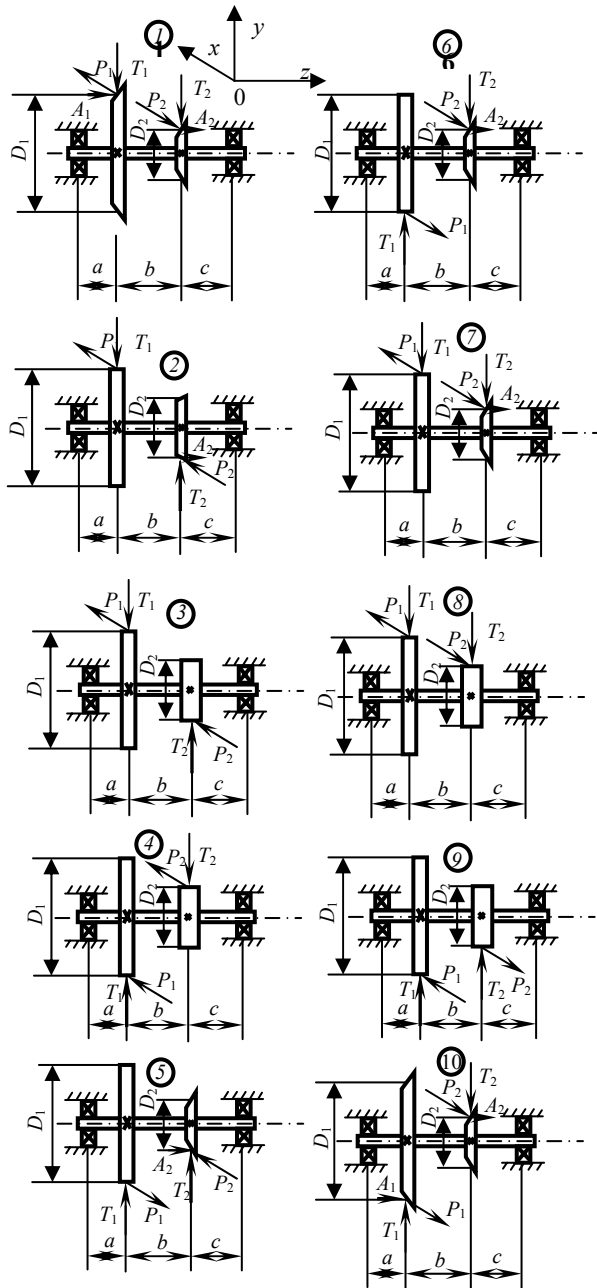


Рис. П4. Расчетные схемы к заданиям

### ВОПРОСЫ ДЛЯ ОЦЕНКИ УСВОЕНИЯ МАТЕРИАЛА

#### Вопросы для защиты расчетно-проектировочных работ (РПР)

##### РПР № 1

1. Что такое центральное растяжение-сжатие?
2. Каким методом пользуются при определении продольной силы?
3. Условие прочности при растяжении-сжатии.
4. Закон Гука.
5. Основная практическая цель расчета на растяжение-сжатие.

##### РПР № 2

1. Какие виды опор вы знаете? Чем они отличаются?
2. Что такое изгиб?
3. В чем сущность метода сечений?
4. Правила знаков для построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.
5. Какой внутренний силовой фактор влияет на прочность при изгибе?
6. Условие прочности при изгибе.

##### РПР № 3

1. Что включает кинематическая схема механизма?
2. Что такое кинематическая пара?
3. Что называется элементом пары?

4. Как определяется передаточное отношение привода?
5. Как определяется передаточное отношение различных передач?
6. Условные изображения на кинематических схемах различных механизмов.
7. По каким параметрам подбирается стандартный электродвигатель?
8. Какими условиями пользуются при подборе электродвигателя?
9. Укажите зависимость между частотой вращения и угловой скоростью.
10. Перечислите основные геометрические параметры зубчатой передачи.
11. Перечислите основные геометрические параметры червячной передачи.
12. На какие виды делятся механические передачи?
13. Назовите основные передачи трением.
14. Назовите основные передачи зацеплением.
15. Каким образом определяется общий КПД механического привода?

*РПП № 4*

1. Что такое вал и ось?
2. Условия перехода от заданной к расчетной схеме.
3. Зависимость между мощностью, вращающим моментом и угловой скоростью.
4. Какой принцип используется при рассмотрении изгиба в двух взаимно перпендикулярных плоскостях?
5. Что такое кручение?
6. Дайте определение изгиба с кручением.
7. Гипотезы прочности, применяемые при расчете.
8. Назовите основные виды подшипников и их применение.
9. Назовите основные виды шпонок, их конструкции и применение.
10. В чем заключается конструирование вала?
11. В чем заключается проверочный расчет вала на прочность?

#### **Вопросы для защиты курсовой работы**

1. Назовите основные результаты, полученные в работе.
2. Условие подбора стандартного электродвигателя.
3. Основные кинематические параметры механического привода.
4. Основные геометрические параметры зубчатого зацепления.
5. В чем заключается конструирование вала?
6. В чем заключается проверочный расчет вала на прочность?
7. Гипотезы прочности, применяемые при расчете.
8. Назовите основные виды подшипников и их применение.
9. Назовите основные виды шпонок, их конструкции и применение.
10. На какие виды делятся механические передачи?
11. Назовите основные передачи трением.
12. Назовите основные передачи зацеплением.
13. Каким образом определяется общий КПД механического привода?
14. В чем сущность метода сечений?
15. Правила знаков для построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

**Приложение 4**

#### **ВОПРОСЫ ДЛЯ СДАЧИ ЭКЗАМЕНА**

**Специальность 200503 – Стандартизация и сертификация.  
Курс "Детали машин (приборов) и основы конструирования"**

1. Требования к конструкциям деталей и приборов.
2. Основные критерии работоспособности и надежности. Их сущность.
3. Стадии конструирования машин.
4. Автоматизированное проектирование оборудования.
5. Теория напряженного состояния. Основные понятия и виды напряженного состояния.
6. Изгиб. Основные определения, внутренние силовые факторы.
7. Изгиб. Построение эпюр и дифференциальные зависимости между внутренними силовыми факторами.
8. Прямой чистый изгиб.
9. Поперечный изгиб.
10. Теории или гипотезы прочности.
11. Первая и вторая теории прочности.



12. Третья и четвертая теории прочности.
13. Расчеты на прочность при сложном сопротивлении. Изгиб с кручением.
14. Прочность при переменных напряжениях. Усталостная прочность.
15. Предел выносливости при симметричном цикле.
16. Факторы, влияющие на величину предела выносливости.
17. Механические передачи. Общие сведения.
18. Фрикционные передачи и вариаторы. Основные виды и принципы действия.
19. Ременные передачи. Общие сведения.
20. Кинематика ременной передачи.
21. Цепные передачи. Общие сведения и основные расчетные зависимости.
22. Передача винт-гайка. Общие сведения, кинематика и статика передач.
23. Зубчатые передачи. Общие сведения и классификация. Материалы и изготовление колес.
24. Зубчатые передачи. Эвольвентное зацепление. Геометрические параметры зацепления и силы в зацеплении, кинематика передач.
25. Червячная передача. Общие сведения и параметры передачи.
26. Валы и оси. Общие сведения, конструирование.
27. Валы и оси. Расчет и проектирование.
28. Муфты. Общие сведения, классификация.
29. Нерасцепляемые муфты. Принцип действия и конструкции.
30. Рычажные механизмы. Общие сведения, основные виды механизмов.
31. Кулачковые механизмы. Общие сведения, классификация и анализ кулачковых механизмов.
32. Опоры. Общие сведения.
33. Трение скольжения. Общие сведения.
34. Подшипники скольжения. Определение нагрузочной способности.
35. Подшипники качения. Классификация, причины выхода из строя и материалы.
36. Подшипники качения. Расчет статической и динамической грузоподъемности.
37. Реальная конструкция и ее расчетная схема. Основные определения.
38. Растяжение и сжатие (внутренние силы, напряжения, деформации).
39. Сдвиг. Закон Гука при сдвиге.
40. Кручение (деформации, напряжения, геометрические характеристики сечений, расчеты на прочность и жесткость).
41. Резьбовые соединения.
42. Неразъемные соединения. Сварные соединения. Общие сведения и расчет.
43. Неразъемные соединения. Паяные соединения. Общие сведения и расчет.
44. Неразъемные соединения. Заклепочные соединения. Общие сведения и расчет.
45. Неразъемные соединения. Шпоночные соединения. Общие сведения и расчет.
46. Упругие элементы. Классификация и расчет.
47. Детали корпусов.
48. Уплотнительные устройства. Смазочные материалы и способы их подачи.

**Специальность 280202 – Инженерная защита окружающей среды.  
Курс "Прикладная механика"**

1. Что такое материальная точка, абсолютно твердое тело, силы внешние и внутренние, эквивалентные и уравновешенные системы сил, равнодействующая.
2. Связи и их реакции. Типы связей.
3. Система сходящихся сил. Геометрический способ определения равнодействующей. Условие равновесия в геометрической форме. Аналитический способ определения равнодействующей и аналитические условия равновесия.
4. Момент силы относительно оси. Зависимость между моментами силы относительно центра и оси, проходящей через этот центр. Различные случаи вычисления моментов относительно координатных осей.
5. Момент пары сил как скаляр и как вектор. Момент пары сил относительно произвольной точки.
6. Методы задания движения точек (векторный, координатный и естественный).
7. Число степеней свободы, уравнения движения, скорости, ускорения точек тела при вращательном, поступательном и сложном движении твердого тела.
8. Дифференциальное уравнение движения материальной точки. Колебательное движение материальной точки.
9. Механизм, машина, автомат. Требования, предъявляемые к машинам. Классификация машин.
10. Понятия о прочности, жесткости и устойчивости. Определение бруса, пластины, оболочки, массива.
11. Классификация сил: силы объемные и поверхностные; сосредоточенные и распределенные; постоянные и временные; статические и динамические; заданные нагрузки и реакции опор. Основные гипотезы о деформируемом теле. Принцип независимости действия сил. Гипотезы малых деформаций и плоских сечений.
12. Расчетные схемы и их выбор. Механические характеристики материалов.
13. Понятия о внешних и внутренних силах. Метод сечений. Внутренние силовые факторы в поперечных сечениях бруса и соответствующие им деформации.
14. Понятие о напряжении. Напряжение полное, нормальное и касательное. Постановка задачи прочностной надежности.
15. Закон Гука.
16. Расчеты на прочность и жесткость при растяжении и сжатии. Расчет по допускаемым напряжениям и допускаемым нагрузкам.

17. Геометрические характеристики сечений.
18. Классификация видов изгиба. Прямой поперечный изгиб. Определение изгибающих моментов и поперечных сил в балках при изгибе; их эпюры. Дифференциальные зависимости между изгибающим моментом, поперечной силой и интенсивностью распределенной нагрузки.
19. Чистый сдвиг. Закон Гука при сдвиге. Модуль сдвига. Связь между упругими постоянными для изотропного тела.
20. Кручение стержня круглого и кольцевого поперечных сечений. Вывод формулы для определения касательных напряжений в поперечном сечении.
21. Понятие о напряженном состоянии, Составляющие напряжения и их обозначения. Нормальные и касательные напряжения. Главные площадки и главные напряжения. Виды напряженного состояния.
22. Назначение гипотез прочности. Расчетное напряжение.
23. Общий случай действия сил на стержень. Построение эпюр продольных и поперечных сил, изгибающих и крутящих моментов для пространственных стержневых систем.
24. Изгиб с кручением. Брус круглого и прямоугольного сечений. Определение опасных точек. Расчеты на прочность по III и IV гипотезам прочности.
25. Собственные колебания систем с конечным числом степеней свободы. Резонанс.
26. Основные понятия о влиянии переменных напряжений на прочность материала. Циклические напряжения. Виды циклических напряжений.
27. Понятие об устойчивых и неустойчивых формах равновесия. Устойчивость прямолинейной формы сжатых стержней. Критическая сила. Вывод формулы Эйлера. Влияние способа закрепления стержней на критическую силу.
28. Общие сведения о механических передачах (зубчатые, червячные, ременные, цепные). Основные характеристики передач.
29. Опоры осей и валов. Общие сведения.
30. Подшипники скольжения.
31. Подшипники качения. Конструкции и область применения.
32. Соединения деталей. Общие сведения.
33. Сварные, резьбовые соединения. Шпоночные соединения. Применение. Достоинства и недостатки.
34. Муфты для соединения валов. Область применения и классификация. Конструкции и расчет.
35. Основы проектирования механизмов, стадии разработки; требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы.

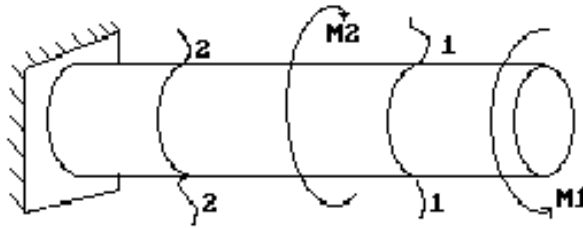
## Приложение 5

### ТЕСТОВЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ОСТАТОЧНЫХ ЗНАНИЙ У СТУДЕНТОВ

1. Способность конструкции (или отдельной детали) сопротивляться деформации называется \_\_\_\_\_ .
  - а) жесткостью;
  - б) выносливостью;
  - в) прочностью;
  - г) изотропностью;
  - д) устойчивостью.
2. В нагруженном теле внутренняя сила, приходящаяся на единицу площади какого-либо сечения, называется \_\_\_\_\_ в данной точке на данной площадке.
  - а) продольной силой;
  - б) поперечной силой;
  - в) напряжением;
  - г) критической силой;
  - д) сосредоточенной силой.
3. Напряжение, при котором наблюдается рост деформаций без изменения нагрузки, называется \_\_\_\_\_.
  - а) пределом пропорциональности;
  - б) пределом текучести;
  - в) критическим;
  - г) пределом прочности;
  - д) допускаемым.
4. Момент внутренних сил в поперечном сечении бруса относительно продольной оси бруса называется \_\_\_\_\_.
  - 1) крутящим моментом;
  - 2) динамой;
  - 3) главным моментом;
  - 4) моментом инерции сечения;
  - 5) изгибающим моментом.
5. Проекция главного вектора внутренних сил в поперечном сечении нагруженного бруса на продольную ось бруса называется \_\_\_\_\_.
  - а) критической силой;
  - б) сосредоточенной силой;

- в) поперечной силой;
- г) продольной силой;
- д) напряжением.

6. Чему равны крутящие моменты  $M_k$  в сечениях 1-1 и 2-2 показанного на рисунке вала?

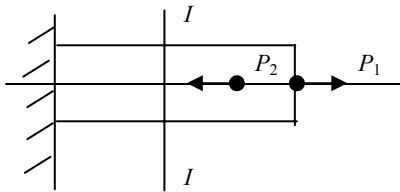


- а)  $M_{k1} = M_1; M_{k2} = M_2;$
- б)  $M_{k1} = M_1 + M_2; M_{k2} = 0;$
- в)  $M_{k1} = M_1; M_{k2} = -M_2;$
- г)  $M_{k1} = M_1; M_{k2} = M_1 - M_2;$
- д)  $M_{k1} = M_1; M_{k2} = 0.$

7. Круглый брус скручивается моментам  $M_k = 10$  кН·м. Допускаемое касательное напряжение равно  $[\tau] = 50$  МПа. Момент сопротивления поперечного сечения определить по приближенной формуле  $W_p = 0,2d^3$ . Тогда вычисленный из условия прочности, необходимый диаметр круглого бруса окажется равным:

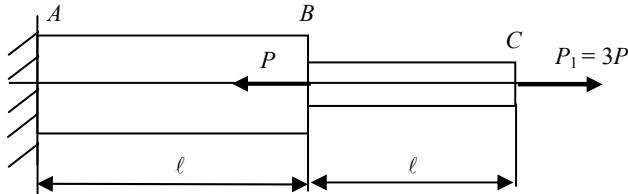
- а) 20 см; г) 5 см;
- б) 10 см; д) 1 см.
- в) 15 см;

8. Чему равны напряжения в сечении I-I, если  $P_1 = 20$  кН,  $P_2 = 5$  кН, а площадь поперечного сечения равна  $5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>



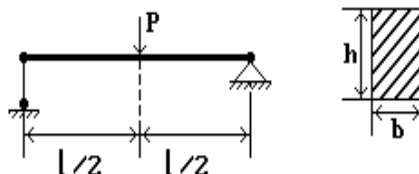
- а) 40 МПа; в) 30 МПа;
- б) 10 МПа; г) 50 МПа.

9. Ступенчатый брус нагружен силами  $P$  и  $P_1$ , действующими вдоль оси бруса. Левый конец бруса жестко закреплен. Площадь поперечного сечения правого участка бруса равна  $A$ , а левого  $A_1 = 2A$ . Модуль продольной упругости одинаков и равен  $E$ . Если  $P_1 = 3P$ , то перемещение точки  $B$  будет определяться следующим соотношением:



- а)  $-P\ell/E2A;$
- б)  $3P\ell/EA;$
- в)  $2P\ell/EA;$
- г)  $4P\ell/EA;$
- д)  $P\ell/EA.$

10. Балка на двух шарнирных опорах нагружена посередине силой  $P = 0,2$  кН. Длина балки  $l = 2$  м;  $h = \sqrt{6} b$ ; схема загрузки балки и ее поперечное сечение даны на рисунке. Если допускаемое напряжение  $[\sigma] = 100$  МПа, то из условия прочности по нормальным напряжениям получим размеры прямоугольного поперечного сечения.

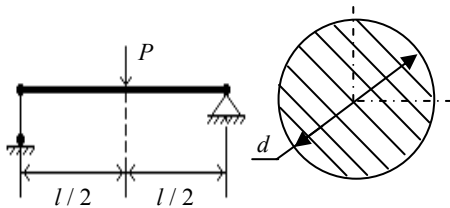


- а)  $b = 2,4\sqrt{6}$  см,  $h = 3,6$  см;
- б)  $b = 0,6$  см,  $h = 0,9\sqrt{6}$  см;
- в)  $b = 3$  см,  $h = 4,5$  см;
- г)  $b = 1$  см,  $h = 1,5$  см;
- д)  $b = 1$  см,  $h = \sqrt{6}$  см.

11. В каких точках поперечного сечения балки при изгибе возникают наибольшие нормальные напряжения?

- а) в точках наиболее удаленных от центра тяжести;
- б) в точках наиболее удаленных от нейтральной оси;
- в) в точках контура поперечного сечения;
- г) в центре тяжести сечения;
- д) в точках нейтральной оси сечения.

12. Балка на двух шарнирных опорах нагружена посередине силой  $P = 2,5$  кН. Длина балки  $l = 2$  м; диаметр  $d$ , схема загрузки балки и ее поперечное сечение даны на рисунке. Если допустимое напряжение  $[\sigma] = 100$  МПа, то из условия прочности по нормальным напряжениям (принять  $W = 0,1d^3$ ) получим диаметр балки равным:



- а) 40 мм;
- б) 20 мм;
- в) 30 мм;
- г) 60 мм;
- д) 50 мм.

13. Запишите условие прочности при совместном воздействии изгиба и кручения?

- а)  $\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau]$ ;
- б)  $\sigma_{экр} = \frac{M_p}{W} \leq [\sigma]$ ;
- в)  $\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma]$ ;
- г)  $\sigma = \frac{M_{изг}}{W} \leq [\sigma]$ .

14. В каких единицах измеряется момент сопротивления сечения стержня?

- а) Н·м;
- б) м<sup>3</sup>;
- в) Н/м<sup>2</sup>;
- г) м<sup>4</sup>.

15. Понятие расчетного момента используется при расчете:

- а) на изгиб;
- б) на кручение;
- в) при совместном действии изгиба и кручения;
- г) на срез.

16. Опасным сечением является:

- а) то, где возникают максимальные внутренние силовые факторы;
- б) то, где действует максимальный момент;
- в) то, где возникают максимальные напряжения;
- г) то, где площадь поперечного сечения наименьшая.

17. Что определяется по этой формуле при переменных напряжениях  $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ :

- а) коэффициент асимметрии;
- б) амплитуда цикла;
- в) среднее напряжение цикла;
- г) коэффициент цикла.

18. Запишите условие прочности при растяжении-сжатии:

$$а) \sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma];$$

$$б) \sigma \leq \frac{P}{F} \leq [\sigma];$$

$$в) \tau = \frac{M_{\max}}{W_{\text{кр}}} \leq [\tau];$$

$$г) \Delta \ell \leq \frac{P\ell}{EF} \leq [\Delta \ell].$$

19. Чем пластичнее материал, тем больше:

- а) усилия;
- б) остаточные деформации;
- в) упругие деформации;
- г) нормальные напряжения.

20. Запишите условие прочности при изгибе:

$$а) \sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma];$$

$$б) \sigma = \frac{M_{\text{изг max}}}{W} \leq [\sigma];$$

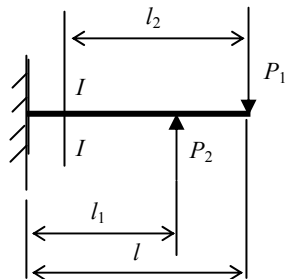
$$в) \tau = \frac{M_{\text{кр max}}}{W_{\text{кр}}} \leq [\tau];$$

$$г) \Delta \ell \leq \frac{P\ell}{EF} \leq [\Delta \ell].$$

21. Назовите основные отличия статически неопределимых систем от статически определимых:

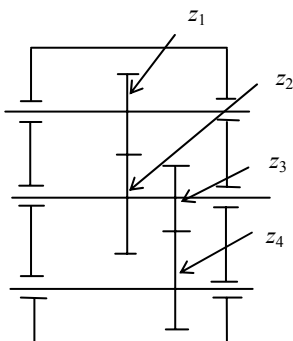
- а) для расчета не хватает уравнений статики;
- б) для расчета не хватает значений допускаемых напряжений;
- в) для расчета не хватает значений внешней нагрузки;
- г) неизвестны площади поперечных сечений.

22. Чему равен изгибающий момент в сечении I-I, если  $P_1 = 10$  кН,  $P_2 = 5$  кН,  $l = 5$  м,  $l_1 = 3$  м,  $l_2 = 4$  м?



- а) 40 кН·м;
- б) 35 кН·м;
- в) 45 кН·м;
- г) 30 кН·м.

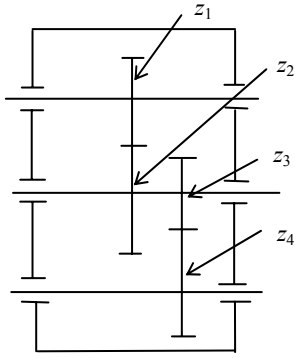
23. Чему равно передаточное отношение редуктора, если число зубьев  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 60$ ;  $z_3 = 20$ ;  $z_4 = 80$ ?



- а) 3;    в) 10;

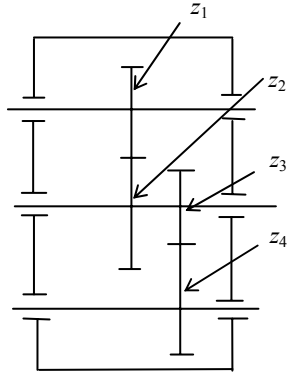
б) 4; г) 12.

24. Чему равна скорость  $n_{\text{вых}}$  вращения выходного вала, если скорость вращения  $n_{\text{вх}}$  входного вала равна 1200 об/мин, а число зубьев  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 60$ ,  $z_3 = 20$ ,  $z_4 = 80$ ?



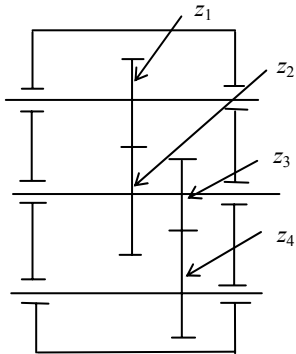
- а) 200 об/мин;
- б) 100 об/мин;
- в) 150 об/мин;
- г) 300 об/мин.

25. Чему равен крутящий момент  $M_{\text{вых}}$  на выходном валу без учета потерь, если крутящий момент  $M_{\text{вх}}$  на входном валу равен 10 кНм, а число зубьев  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 60$ ,  $z_3 = 20$ ,  $z_4 = 80$ ?



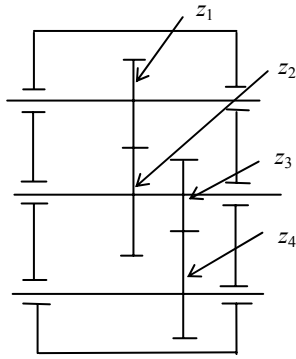
- а) 60 кН·м;
- б) 120 кН·м;
- в) 140 кН·м;
- г) 100 кН·м.

26. Чему равна скорость  $n_{\text{вх}}$  вращения входного вала, если скорость вращения  $n_{\text{вых}}$  выходного вала равна 100 об/мин, а число зубьев  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 60$ ,  $z_3 = 20$ ,  $z_4 = 80$ ?



- а) 2000 об/мин;
- б) 1200 об/мин;
- в) 1500 об/мин;
- г) 1000 об/мин.

27. Чему равно число зубьев  $z_4$ , если передаточное число редуктора равно 15, а  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 60$ ;  $z_3 = 25$ ?



- а) 105;  
 б) 140;  
 в) 125;  
 г) 95.
28. Делительный диаметр цилиндрического прямозубого колеса определяется по формуле:  
 а)  $d_e = mz$  ;  
 б)  $d_e = \frac{m}{z}$  ;  
 в)  $d_e = \frac{z}{m}$  ;  
 г)  $d_e = a + bmz$  .
29. Какие напряжения возникают при срезе?  
 а) нормальные;  
 б) касательные;  
 в) полные;  
 г) эквивалентные.
30. Подшипники качения при числе оборотов свыше  $10 \text{ мин}^{-1}$  рассчитывают:  
 а) на статическую грузоподъемность;  
 б) динамическую грузоподъемность;  
 в) по допускаемому давлению;  
 г) по критерию теплостойкости.
31. При расчете на прочность шпоночного соединения определяют:  
 а) напряжения изгиба;  
 б) напряжения среза;  
 в) напряжения растяжения;  
 г) эквивалентные напряжения.
32. При расчете на прочность шпоночного соединения определяют:  
 а) напряжения изгиба;  
 б) напряжения смятия;  
 в) напряжения растяжения;  
 г) эквивалентные напряжения.
33. Мощности на входе механизма  $N_{\text{вх}}$  и на выходе  $N_{\text{вых}}$  связаны соотношением:  
 а)  $N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} M_{\text{кр}}$  ;    в)  $N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} n$  ;  
 б)  $N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} / \zeta$  ;    г)  $N_{\text{вх}} = N_{\text{вых}} / \omega$  ,
- где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент;  $\zeta$  – КПД механизма;  $\omega$  – частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n$  – скорость вращения, об/мин.
34. Подшипники качения отличаются от подшипников скольжения:  
 а) наличием смазки;  
 б) наличием тел качения;  
 в) наличием пластических деформаций;  
 г) функциональным назначением.
35. Муфты предназначены для передачи:  
 а) соединения валов;  
 б) соединения вала и зубчатого колеса;  
 в) отвода мощности;

г) определения напряжений.

36. В какой передаче есть зубчатые колеса внутреннего зацепления?

- а) цилиндрической;
- б) конической;
- в) червячной;
- г) планетарной.

37. Подшипники качения при числе оборотов менее  $10 \text{ мин}^{-1}$  рассчитывают на:

- а) статическую грузоподъемность;
- б) динамическую грузоподъемность;
- в) динамическую прочность;
- г) статическую прочность.

38. Укажите, чей закон представлен в виде зависимости  $\sigma = \varepsilon E$ , где  $\sigma$  – нормальное напряжение;  $\varepsilon$  – относительное удлинение;  $E$  – модуль упругости:

- а) закон Гука;
- б) закон Ньютона;
- в) закон Бернулли;
- г) закон Лейбница.

39. В какой зубчатой передаче возникают осевые усилия?

- а) цилиндрическая прямозубая;
- б) цилиндрическая косозубая;
- в) цилиндрическая шевронная;
- г) ременная.

### Ответы

1	а	21	а
2	в	22	г
3	б	23	г
4	а	24	б
5	г	25	б
6	г	26	б
7	б	27	в
8	в	28	а
9	д	29	б
10	д	30	б
11	б	31	б
12	д	32	б
13	б	33	б
14	б	34	б
15	в	35	а
16	а	36	г
17	в	37	а
18	б	38	а
19	б	39	б
20	б		



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

**Пример 1**

Дано:  $P_1 = 20$  кН,  $P_2 = 30$  кН,  $F_1/F_2 = 2$ ,  $[\sigma_p] = 50$  МПа,  $[\sigma_{сж}] = 100$  МПа,  $E = 10^5$  МПа,  $a = 1$  м,  $b = 2$  м,  $c = 0,5$  м.

Задача № 1. Для схемы (рис. П5) определить площади поперечного сечения, построить эпюры продольных сил, напряжений, относительных удлинений и перемещений.

Решение.

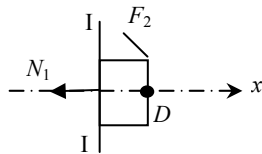
1. Определение продольных сил по участкам стержня.

Расчет начинаем со свободного конца стержня, чтобы не определять реакции связей в опоре.

DC:  $\sum x = 0;$

$-N_1 = 0;$

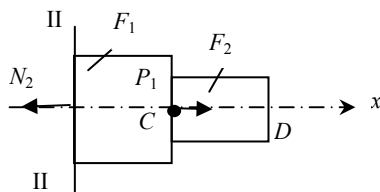
$N_1 = 0.$



CB:  $\sum x = 0;$

$P_1 - N_2 = 0;$

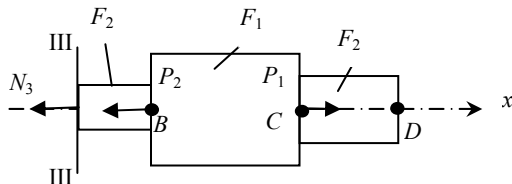
$N_2 = P_1 = 20$  кН (растяжение).



BA:  $\sum x = 0;$

$P_1 - P_2 - N_3 = 0$   $P_1;$

$N_3 = P_1 - P_2 = 20 - 30 = -10$  кН (сжатие).



2. Построение эпюры продольных сил.

3. Определение площадей поперечного сечения.

DC:  $\sigma_1 = \frac{N_1}{F_2} \leq [\sigma].$

CB:  $\sigma_{II} = \frac{N_2}{F_1} \leq [\sigma_p];$

$F_1 = \frac{N_2}{[\sigma_p]} = \frac{20 \cdot 10^3}{50 \cdot 10^6} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; F_2 = \frac{F_1}{2} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$

BA:  $\sigma_{III} = \frac{N_3}{F_2} \leq [\sigma_{сж}];$

$F_2 = \frac{N_3}{[\sigma_{сж}]} = \frac{10 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^6} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; F_1 = 2F_2 = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$

Принимаем  $F_1 = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; F_2 = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$

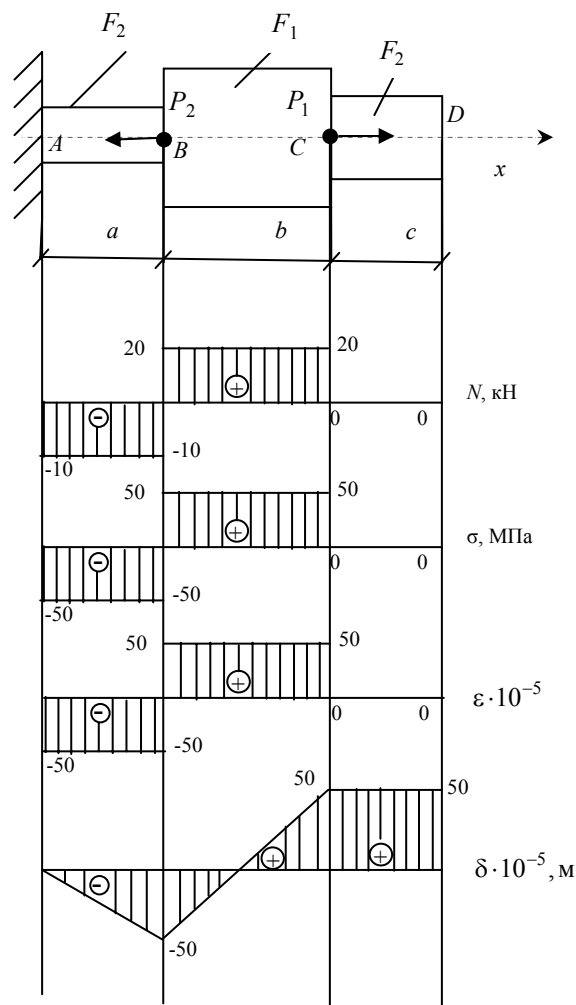


Рис. П5. Расчетная схема и эпюры

4. Определение напряжений по участкам стержня.

$$DC: \sigma_I = \frac{N_1}{F_2} = 0.$$

$$CB: \sigma_{II} = \frac{N_2}{F_1} = \frac{20 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 10^{-3}} = 50 \text{ МПа.}$$

$$BA: \sigma_{III} = \frac{N_3}{F_2} = \frac{-10 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10^{-3}} = -50 \text{ МПа.}$$

5. Построение эпюры напряжений.

6. Определение относительных удлинений по участкам стержня.

$$DC: \varepsilon_I = \frac{\sigma_I}{E} = 0.$$

$$CB: \varepsilon_{II} = \frac{\sigma_{II}}{E} = \frac{50}{10^5} = 50 \cdot 10^{-5}.$$

$$BA: \varepsilon_{III} = \frac{\sigma_{III}}{E} = \frac{-50}{10^5} = -50 \cdot 10^{-5}.$$

7. Построение эпюры относительных удлинений.

8. Определение перемещений точек стержня.

$$\delta_A = 0;$$

$$\delta_B = \delta_A + \Delta AB = \delta_A + \varepsilon_{III} \cdot a = 0 + (-50 \cdot 10^{-5}) \cdot 1 = -50 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$$

$$\delta_C = \delta_B + \Delta BC = \delta_B + \varepsilon_{II} \cdot b = -50 \cdot 10^{-5} + 50 \cdot 10^{-5} \cdot 2 = 50 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$$

$$\delta_D = \delta_C + \Delta CD = \delta_C + \varepsilon_I \cdot c = 50 \cdot 10^{-5} + 0 = 50 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

9. Построение эпюры перемещений точек стержня.

Задача № 2. Для схемы (рис. П6) добавить опору к свободному концу стержня и определить площади поперечного сечения, построить эпюры продольных сил, напряжений, относительных удлинений и перемещений.

Решение.

1. Определим продольные силы по участкам стержня.

$$DC: \sum x = 0;$$

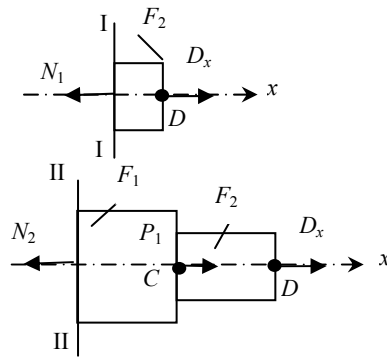
$$D_x - N_1 = 0;$$

$$N_1 = D_x.$$

$$CB: \sum x = 0;$$

$$D_x + P_1 - N_2 = 0;$$

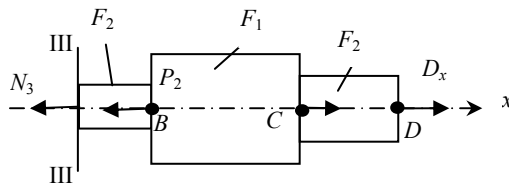
$$N_2 = P_1 + D_x.$$



$$BA: \sum x = 0;$$

$$D_x + P_1 - P_2 - N_3 = 0;$$

$$N_3 = D_x + P_1 - P_2.$$



2. Освобождаемся от связи в точке  $D$  и заменяем опору реакцией связи  $D_x$ .

Определим реакцию связи  $D_x$  из условия, что  $\delta_A = \delta_D = 0$ , т.е.

$$\frac{N_3 a}{EF_2} + \frac{N_2 b}{EF_1} + \frac{N_1 c}{EF_2} = 0.$$

Заменяем продольные силы через неизвестную реакцию  $D_x$ .

$$\frac{(D_x + P_1 - P_2)a}{EF_2} + \frac{(D_x + P_1)b}{EF_1} + \frac{D_x c}{EF_2} = 0.$$

Выражаем отсюда  $D_x$ , подставляем исходные данные и получаем, что

$$D_x = -4 \text{ кН.}$$

Получив знак минус, меняем направление реакции  $D_x$  на обратное.

3. Определим численные значения продольных сил.

$$DC: N_1 = D_x = -4 \text{ кН (сжатие).}$$

$$CB: N_2 = P_1 + D_x = 16 \text{ кН (растяжение).}$$

$$BA: N_3 = D_x + P_1 - P_2 = -14 \text{ кН (сжатие).}$$

4. Построение эпюры продольных сил.

5. Определение площадей поперечного сечения.

$$DC: \sigma_I = \frac{N_1}{F_2} \leq [\sigma_{сж}];$$

$$F_2 = \frac{N_1}{[\sigma_{сж}]} = \frac{4 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^6} = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_1 = 2F_2 = 0,08 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$CB: \sigma_{II} = \frac{N_2}{F_1} \leq [\sigma_p];$$

$$F_1 = \frac{N_2}{[\sigma_p]} = \frac{16 \cdot 10^3}{50 \cdot 10^6} = 0,32 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{F_1}{2} = 0,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$BA: \sigma_{III} = \frac{N_3}{F_2} \leq [\sigma_{сж}];$$

$$F_2 = \frac{N_3}{[\sigma_{сж}]} = \frac{14 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^6} = 0,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$F_1 = 2F_2 = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Принимаем  $F_1 = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ;  $F_2 = 0,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

6. Определение напряжений по участкам стержня.

$$DC: \sigma_I = \frac{N_1}{F_2} = \frac{-4 \cdot 10^3}{0,14 \cdot 10^{-3}} = -28,57 \text{ МПа.}$$

$$CB: \sigma_{II} = \frac{N_2}{F_1} = \frac{16 \cdot 10^3}{0,28 \cdot 10^{-3}} = 57,142 \text{ МПа.}$$

$$BA: \sigma_{III} = \frac{N_3}{F_2} = \frac{-14 \cdot 10^3}{0,14 \cdot 10^{-3}} = -100 \text{ МПа.}$$

7. Построение эпюры напряжений.

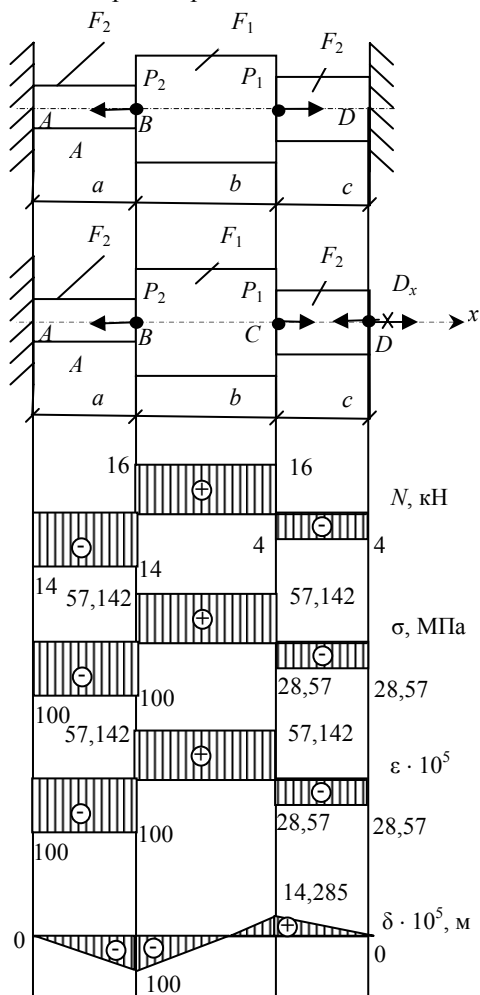


Рис. Пб. Расчетная схема и эпюры

8. Определение относительных удлинений по участкам стержня.

$$DC: \epsilon_1 = \frac{\sigma_I}{E} = -28,57 \cdot 10^{-5}.$$

$$CB: \epsilon_2 = \frac{\sigma_{II}}{E} = 57,142 \cdot 10^{-5}.$$

$$BA: \varepsilon_1 = \frac{\sigma_{III}}{E} = -100 \cdot 10^{-5}.$$

9. Построение эпюры относительных удлинений.

10. Определение перемещений точек стержня.

$$\delta_A = 0;$$

$$\delta_B = \delta_A + \Delta AB = \delta_A + \varepsilon_{III} \cdot a = 0 + (-100 \cdot 10^{-5}) \cdot 1 = -100 \cdot 10^{-5} \text{ м};$$

$$\begin{aligned} \delta_C &= \delta_B + \Delta BC = \delta_B + \varepsilon_{II} \cdot b = -100 \cdot 10^{-5} + 57,142 \cdot 10^{-5} \cdot 2 = \\ &= 14,285 \cdot 10^{-5} \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\delta_D = \delta_C + \Delta CD = \delta_C + \varepsilon_I \cdot c = 14,285 \cdot 10^{-5} + (-28,57 \cdot 10^{-5}) \cdot 0,5 \approx 0.$$

11. Построение эпюры перемещений точек стержня.

**Пример 2.** Для балки (рис. П7) требуется написать выражения для  $Q$  и  $M$  на каждом участке в общем виде, построить эпюры  $Q$  и  $M$ , найти  $M_{\max}$  и подобрать номер двутавра.

Дано:  $a = 3$  м;  $b = 4,2$  м;  $c = 2,3$  м;  $\ell = 12,5$  м;  $M = 8$  кН·м;  $P = 11$  кН;  $q = 13$  кН/м;  $[\sigma] = 160$  МПа.

*Решение.*

Покажем и вычислим реакции опор:

$$\sum m_A = 0;$$

$$R_D(a + b + d) - Pa - qb(a + b/2) - M = 0;$$

$$R_D(3 + 4,2 + 3) - 11 \cdot 3 - 13 \cdot 4,2 \cdot 5,1 - 8 = 0;$$

$$R_D = 31,32 \text{ кН.}$$

$$\sum m_D = 0;$$

$$R_A(a + b + d) - P(b + d) - qb(d + b/2) + M = 0;$$

$$R_A(3 + 4,2 + 3) - 11 \cdot (4,2 + 3) - 13 \cdot 4,2 \cdot 5,1 + 8 = 0;$$

$$R_A = 34,28 \text{ кН.}$$

Проверка определения реакций опор:

$$\sum y = 0;$$

$$R_A - P - qb + R_D = 0;$$

$$34,28 - 11 - 13 \cdot 4,2 + 31,32 = 65,6 - 65,6 = 0.$$

Реакции опор найдены верно.

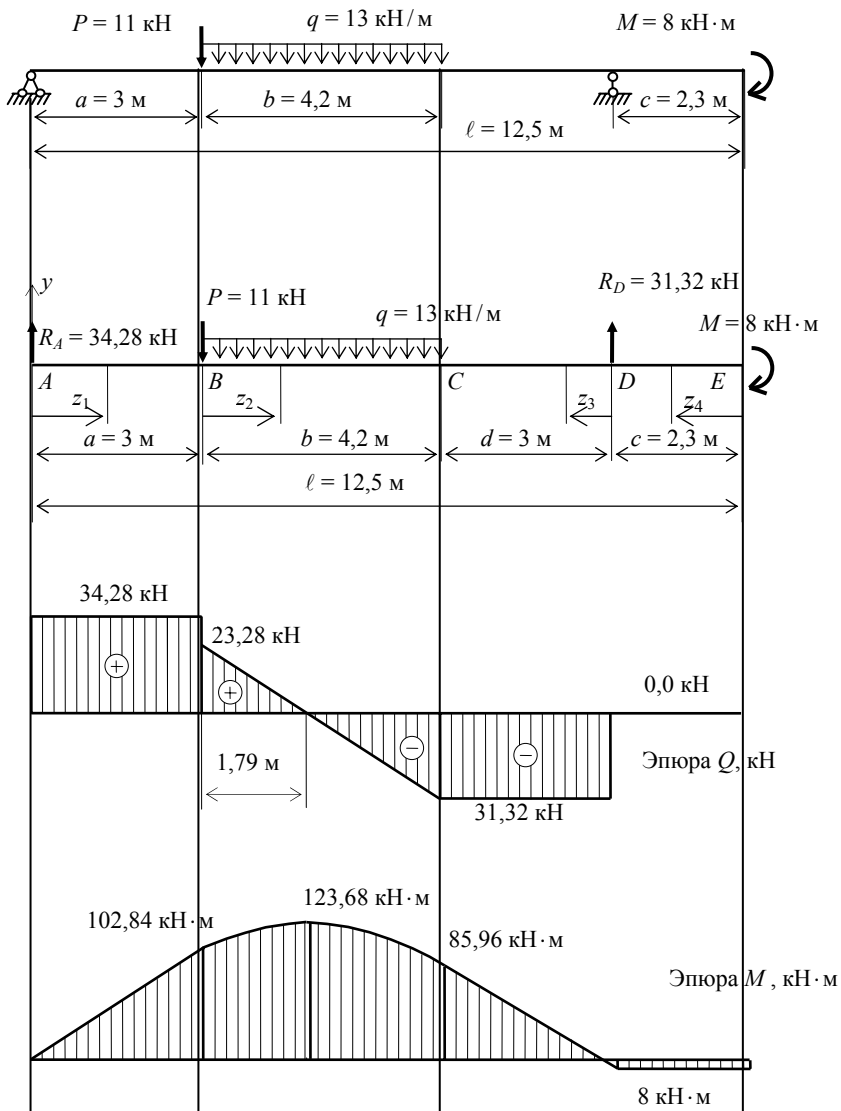


Рис. П7. Расчетная схема и эпюры

Вычисляем значения  $Q$  и  $M$  на участках.

Участок  $AB$ :  $z_1 \in [0; 3]$ ;

$$Q(z_1) = R_A;$$

$$Q(z_1) = 34,28 \text{ кН};$$

$$M(z_1) = R_A z_1;$$

$$M(z_1) = 34,28 z_1;$$

$$M(0) = 0;$$

$$M(3) = 102,84 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Проверка:  $\frac{dM(z_1)}{dz_1} = R_A;$

$$\frac{dM(z_1)}{dz_1} = Q(z_1).$$

Участок  $BC$ :  $z_2 \in [0; 4,2]$ ;

$$Q(z_2) = R_A - P - qz_2;$$

$$Q(z_2) = 34,28 - 11 - 13z_2;$$

$$Q(0) = 23,28 \text{ кН};$$

$$Q(4,2) = -31,32 \text{ кН};$$

$$Q(z_2) = 0 \text{ при } z_2 = (34,28 - 11) / 13 = 1,79 \text{ м};$$

$$M(z_2) = R_A(a + z_2) - Pz_2 - qz_2 z_2 / 2;$$

$$M(z_2) = 34,28(3 + z_2) - 11z_2 - 13z_2 z_2 / 2 ;$$

$$M(0) = 102,84 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M(1,79) = 123,68 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M(4,2) = 85,96 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Проверка:  $\frac{dM(z_2)}{dz_2} = R_A - P - qz_2 ;$

$$\frac{dM(z_2)}{dz_2} = Q(z_2) .$$

Участок CD:  $z_3 \in [0; 3];$

$$Q(z_3) = -R_D;$$

$$Q(z_3) = -31,32 \text{ кН};$$

$$M(z_3) = R_D z_3 - M;$$

$$M(z_3) = 31,32z_3 - 8;$$

$$M(3) = 85,95 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M(0) = -8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Проверка:  $\frac{dM(z_3)}{dz_3} = R_D ;$

$$\frac{dM(z_3)}{dz_3} = -Q(z_3) .$$

Участок DE:  $z_4 \in [0; 2,3];$

$$Q(z_4) = 0;$$

$$M(z_4) = -M;$$

$$M(z_4) = -8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По найденным значениям строим эпюры  $Q$  и  $M$ .

Подбор сечения. Для балки постоянного сечения опасным является сечение, в котором действует максимальный по абсолютному значению изгибающий момент. В нашем случае это место находится на расстоянии 4,79 м от левой опоры и  $M_{\max} = 123,68 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

Из условия прочности определяем требуемый момент сопротивления и подбираем номер двутавра:

$$W_x = M_{\max} / [\sigma] = 123,68 \cdot 1000 / 160 = 773 \text{ см}^3.$$

В соответствии с ГОСТ 8510–86 принимаем двутавр № 36,  $W_x = 743 \text{ см}^3$ . Перегрузка составляет 4 %, что меньше 5 %.

**Пример 3.** Вал диаметром  $d_B = 40 \text{ мм}$  передает вращающий момент  $M = 282 \text{ Нм}$ . Проверить шпоночное соединение на срез и смятие при  $[\tau_{\text{ср}}] = 70 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$ . Принять рабочую длину шпонки равной 50 мм (рис. П8).

*Решение.* Для данного значения диаметра вала  $d_B = 40 \text{ мм}$  подбираем по ([7], с. 302) призматическую шпонку (ГОСТ 23360–78)  $b \times h = 12 \times 8 \text{ мм}$ ,  $t_1 = 5 \text{ мм}$ , длина шпонки известна  $l = 50 \text{ мм}$ .

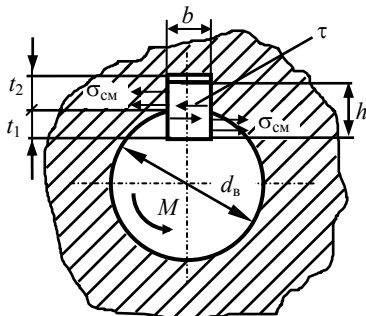


Рис. П8. Схема шпоночного соединения

Определяем окружное усилие, действующее в соединении:

$$P = \frac{2M}{d_B} = \frac{2 \cdot 282 \cdot 10^3}{40} = 14,1 \cdot 10^3 \text{ Н,}$$

площадь смятия  $F_{см} = l_p \cdot t_1 = 50 \cdot 5 = 250 \text{ мм}^2$ , тогда напряжение смятия в соединении определяется

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F_{см}} = \frac{14,1 \cdot 10^3}{250} = 56,4 \text{ МПа.}$$

Прочность шпоночного соединения на смятие обеспечена, так как  $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$ ,  $56,4 < 100 \text{ МПа}$ .

Определяем площадь среза шпонки  $F_{ср} = bl_p = 12 \cdot 50 = 600 \text{ мм}^2$ .

Напряжение среза в сечении

$$\tau_{ср} = \frac{P}{F_{ср}} = \frac{14,1 \cdot 10^3}{600} = 23,5 \text{ МПа.}$$

Условие прочности шпонки на срез выполняется, так как  $\tau_{ср} \leq [\tau_{ср}]$ ,  $23,5 < 70$ .

**Пример 4.** Вычислить геометрические размеры прямозубой цилиндрической или червячной передачи ( $d_1$ ;  $d_2$ ;  $d_{\alpha 1}$ ;  $d_{\alpha 2}$ ;  $d_{f1}$ ;  $d_{f2}$ ), рис. П9. Найденное значение модуля ( $m$ ) уточнить по стандартному ряду. Для червячных передач принять коэффициент диаметра червяка  $q = 0,25Z_2$ ,  $Z_2$  – число зубьев червячного колеса. Известны параметры зубчатого зацепления  $Z_1 = 20$ ,  $Z_2 = 80$ , межосевое расстояние передачи  $A = 100 \text{ мм}$ , диаметр вала под колесом  $d_B = 40 \text{ мм}$ .

*Решение.*

Определяем модуль зацепления. Известно  $A = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2}$ , отсюда

$$m = \frac{2A}{Z_1 + Z_2} = \frac{2 \cdot 100}{20 + 80} = 2 \text{ мм.}$$

Найденное значение модуля уточняем по стандартному ряду, т.е. принимаем  $m = 2 \text{ мм}$ .

Вычисляем геометрические размеры прямозубого зубчатого колеса (рис. П9, а):

- делительный диаметр колеса  $d = mZ_2 = 2 \cdot 80 = 160 \text{ мм}$ ;
- диаметр вершин зубьев  $d_{\alpha} = d + 2m = 160 + 2 \cdot 2 = 164 \text{ мм}$ ;
- диаметр впадин зубьев  $d_f = d - 2,5m = 160 - 2,5 \cdot 2 = 155 \text{ мм}$ .

По эмпирическим зависимостям вычисляем конструктивные размеры колеса (рис. П9, б):

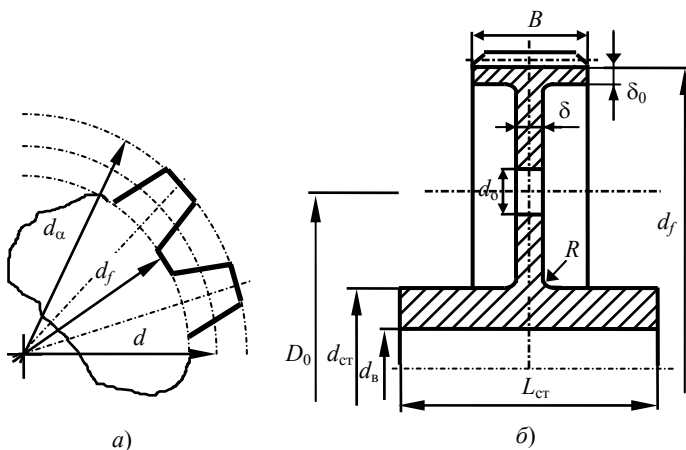
$$d_{ст} = (1,5 \dots 1,7) d_B = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм};$$

$$L_{ст} = (1,2 \dots 1,7) d_B = 1,2 \cdot 40 = 48 \text{ мм};$$

$$\delta = 2,5m = 2,5 \cdot 2 = 5 \geq 10 = 10 \text{ мм.}$$

Конструктивно принимаем:

$$\delta = 10 \text{ мм, } R = 4 \text{ мм, } L_{ст} = 48 \text{ мм, } D_0 = 100 \text{ мм.}$$



**Рис. П9. Геометрические параметры зубчатого колеса**

Ширина колеса  $B$  определяется в зависимости от коэффициента ширины колеса  $\Psi_A$ . Значение  $\Psi_A$  стандартизованы [4]. Принимаем

$$\Psi_A = 0,25, \text{ т.е. } B = \Psi_A A = 0,25A = 0,25 \cdot 100 = 25 \text{ мм,}$$



$$d_0 = \frac{(D_0 - d_{\text{ст}})}{(3...4)} = \frac{(100 - 60)}{3} = 12 \text{ мм.}$$

Толщина обода  $\delta_0 = 2,5m + 2 = 2,5 \cdot 2 + 2 = 7 \text{ мм.}$

Размер фасок зубчатого колеса принимаем  $n = 0,5m = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ мм.}$

### Пример 5. Расчет подшипников качения

В опорном узле редуктора вал диаметром  $d_m = 35 \text{ мм}$  вращается с частотой  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ , на опору действует радиальная нагрузка  $F_r = 800 \text{ Н}$ , осевая  $F_a = 300 \text{ Н}$ , работа сопровождается умеренными толчками, температура сборочной единицы достигает  $115 \text{ }^\circ\text{C}$ . Подобрать шариковый подшипник качения для срока службы  $L_h = 10\,000 \text{ ч}$ .

Предварительно диаметр цапфы принимается под подшипник  $d = 30 \text{ мм} < d_b = 35 \text{ мм}$  и выбирается подшипник шариковый радиальный однорядный № 206 по ГОСТ 8338–75 с коэффициентом динамической грузоподъемности  $C = 15\,300 \text{ Н}$ , статической  $C_0 = 10\,200 \text{ Н}$ , внутренним диаметром  $d = 30 \text{ мм}$ , наружным  $D = 62 \text{ мм}$  и шириной  $b = 16 \text{ мм}$ . Дальнейший расчет носит проверочный характер и направлен на определение величины  $C$ .

В соответствии с ГОСТ 18855–73 для расчета на прочность подшипников качения определяем отношение  $F_a / C_0 = 300 / 10\,200 = 0,0294$ , ему соответствует  $e \approx 0,22$ . Находим отношение  $F_a / VF_r = 300 / 1 \cdot 800 = 0,375 / V = 1$  при вращении внутреннего кольца и так как оно больше  $e$ , то эквивалентную динамическую нагрузку  $P$  находим по формуле (1) с учетом значений (ГОСТ 18855–73) коэффициентов  $X = 0,56$ ;  $Y = 1,99$  (по  $e = 0,22$ );  $K_0 = 1,5$ ;  $K_T = 1,05$ :  $P = (0,56 \cdot 1 \cdot 800 + 1,99 \cdot 300) \cdot 1,05 = 1646 \text{ Н}$ .

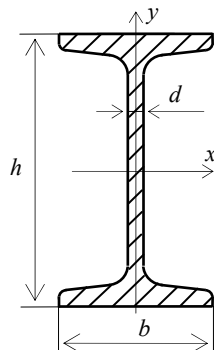
Расчетная динамическая грузоподъемность подшипника  $C$  устанавливается по отношению  $C/P$  для  $L_h = 10\,000 \text{ ч}$  и  $n = 1000 \text{ об / мин}$ :  $C/P = 8,43$ ;  $C = 8,43 \cdot P = 8,43 \cdot 1646 = 13\,876 \text{ Н}$ .

Подшипник удовлетворяет требованиям, так как  $C = 13\,876 \text{ Н} < 15\,300 \text{ Н}$ . Фактическая долговечность подшипника может быть увеличена с учетом отношения  $C/P = (15\,300 / 13\,876) \cdot 8,43 = 9,3$  до  $L_h = 12\,500 \text{ ч}$ .

## Приложение 7

### СОРТАМЕНТ МАТЕРИАЛОВ

#### Сталь горячекатаная. Балки двутавровые (ГОСТ 8239–72)



№	$h$ , мм	$b$ , мм	$d$ , мм	$A$ , см <sup>2</sup>	$J_x$ , см <sup>4</sup>	$W_x$ , см <sup>3</sup>	$i_x$ , см	$S_x$ , см <sup>3</sup>	$J_y$ , см <sup>4</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$i_y$ , см
10	100	55	4,5	12	198	39,7	4,06	23	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,7
18	180	90	5,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
18a	180	100	5,1	25,4	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12
20	200	100	5,2	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
20a	200	110	5,2	28,9	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32
22	220	110	5,4	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
22a	220	120	5,4	32,8	2790	254	9,22	143	206	34,3	2,5
24	240	115	5,6	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
24a	240	125	5,6	37,5	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63
27	270	125	6	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
27a	270	135	6	43,2	5500	407	11,3	229	337	50	2,8
30	300	135	6,5	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
30a	300	145	6,5	49,9	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95
33	330	140	7	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	61,9	13 380	743	14,7	423	516	71,1	2,89

40	400	155	8,3	72,6	19 062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9	84,7	27 696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10	100	39 727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11	118	55 962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12	138	76 806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ КУРСА .....	5
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ .....	13
2.1. Факторы, определяющие работоспособность механизмов и их деталей .....	13
2.2. Материалы .....	14
2.3. Основные понятия сопротивления материалов .....	18
2.4. Основные типы механических передач .....	26
2.5. Соединения типа вал–ступица .....	56
2.6. Валы и оси .....	58
2.7. Опоры валов и осей .....	68
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....	78
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	79
Приложение 1. Основные типы практических задач .....	79
Приложение 2. Задания для расчетно-проектировочных работ .....	83
Приложение 3. Вопросы для оценки усвоения материала .....	89
Приложение 4. Вопросы для сдачи экзамена .....	91
Приложение 5. Тестовые задания для контроля остаточных знаний у студентов .....	95
Приложение 6. Примеры решения задач .....	106
Приложение 7. Сортамент материалов .....	119