

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Полоцкий государственный университет»

В. Э. Завистовский

# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Учебно-методический комплекс  
для студентов специальности 1-48 01 03 «Химическая технология  
природных энергоносителей и углеродных материалов»

В двух частях

Часть 2

Детали машин и аппаратов

В трех книгах

Книга первая

Новополоцк  
ПГУ  
2010

УДК 621.01(075.8)  
ББК 22.2я73  
313

Рекомендовано к изданию методической комиссией  
технологического факультета в качестве  
учебно-методического комплекса (протокол № 5 от 28.12.2009)

**РЕЦЕНЗЕНТЫ:**

заместитель главного инженера по перспективному развитию  
завода «Полимир» ОАО «Нафтан» А. Г. КОНДРАТЬЕВ;  
кандидат технических наук, доцент кафедры химической техники  
УО «Полоцкий государственный университет» Е. М. ШЕСТОПАЛОВ

- Завистовский, В. Э.**  
313 Прикладная механика : учеб.-метод. комплекс для студентов  
специальности 1-48 01 03 «Химическая технология природных  
энергоносителей и углеродных материалов». В 2 ч. Ч. 2: Детали  
машин и аппаратов. В 3 кн. Кн. 1 / В. Э. Завистовский. – Новополоцк :  
ПГУ, 2010. – 360с.  
ISBN 978-985-531-103-5.

Представлен лекционный курс, включающий в себя общие вопросы проектирования и структуру механического привода, механические передачи и редукторы, валопроводы, соединения, пружины и неметаллические упругие элементы, детали корпусов и устройства для смазывания, арматуру и соединения трубопроводов; словарь терминов и определений.

Предназначен для студентов технологических специальностей вузов; будет полезен преподавателям.

**УДК 621.01(075.8)**  
**ББК 22.2я73**

**ISBN 978-985-531-103-5 (Ч. 2, кн. 1)**  
**ISBN 978-985-418-852-2**

© Завистовский В. Э., 2010  
© УО «Полоцкий государственный университет», 2010

## **ПРЕДИСЛОВИЕ**

Во второй части учебно-методического комплекса «Прикладная механика: детали машин и аппаратов» рассмотрены важнейшие вопросы расчетов и проектирования механизмов современной техники, а также физические основы процессов, протекающих в механических передачах и соединениях. Даны основы расчета и проектирования наиболее распространенных механических передач (ременных, фрикционных, зубчатых, червячных, цепных, винт-гайка), соединений (сварных, заклепочных, штифтовых, паяных, клеевых, шпоночных, шлицевых, профильных, резьбовых, с натягом), валов и осей, подшипников качения и скольжения, муфт, упругих элементов, корпусных деталей и направляющих, смазочных систем и уплотнений, приведены конструкции редукторов, а также даны первичные знания по типовой арматуре нефтеперерабатывающих заводов и соединениям трубопроводов.

Особое внимание уделено общим вопросам проектирования деталей машин, рассмотрены основные принципы стандартизации и унификации, взаимозаменяемости и точности, метрологии и технических измерений, приведены понятия о надежности машин и краткие сведения о сертификации.

Структура первой книги, содержание и методика изложения в значительной мере приближены к порядку работы студента над курсовым проектом, поэтому включен материал о структуре, кинематическом и силовом расчетах механических приводов.

Словарь терминов и определений позволит студенту познакомиться с техническими терминами в области машиноведения и лучше адаптироваться в технической терминологии будущей специальности.

Автор выражает искреннюю признательность рецензентам за внимательный просмотр рукописи и ценные замечания, направленные на улучшение структуры и содержания учебно-методического комплекса, а также большую благодарность С. В. Жаворонок за техническую помощь при подготовке рукописи.

# ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРУКТУРА МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

## Тема 1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И АППАРАТОВ

*Машиной* называют устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов, движения или для накопления и передачи информации с целью повышения производительности, замены и облегчения физического и умственного труда человека.

Машины делят на две группы: машины-двигатели и рабочие машины. *Машины-двигатели* – энергетические машины, предназначенные для преобразования энергии любого вида в энергию движения исполнительных органов рабочих машин. *Рабочие машины* предназначены для облегчения и замены физического труда человека по изменению формы, размеров, свойств, состояния и положения обрабатываемых материалов, для перемещения различных грузов, а также облегчения выполнения расчетных операций, операций контроля и управления производственными процессами.

*Аппараты* нефтеперерабатывающих заводов – это технические устройства, в которых осуществляются технологические процессы, позволяющие получать из нефти целевые продукты.

Машины, механизмы, аппараты и другие изделия состоят из деталей. *Деталью* принято называть элемент конструкции, изготовленный из материала одной марки без применения сборочных операций, например, вал, зубчатое колесо и т.д.

Совокупность совместно работающих деталей, представляющих собой конструктивно обособленные единицы, объединенные одним назначением, называют *сборочными единицами* или *узлами*. Простейший узел является составной частью более сложного узла, который, в свою очередь, оказывается узлом машины, аппарата и т.п.

Все детали, из которых собираются различные машины и аппараты, отличаются друг от друга формой, размерами, материалом, назначением и т.п. Однако среди этого многообразия деталей можно встретить такие, которые в различных машинах выполняют одно и то же назначение, например, такая распространенная деталь, как болт, входит в конструкцию авиационного двигателя, велосипеда, насоса, причем всюду с помощью болта соединяются какие-либо детали. Такие детали, которые, входя в состав самых различных машин и аппаратов, выполняют одну и ту же функцию, называются *деталью общего назначения*.

Есть и такие детали, которые встречаются только в определенных машинах и аппаратах, например, лопатки турбины реактивного двигателя можно встретить только на реактивном двигателе, крыльчатка центробежного насоса или решетчатая тарелка встречаются только на определенных машинах и аппаратах. Такие детали называются *детальми специального назначения*.

Изготовление конструкций машин и аппаратов из деталей позволяет использовать различные материалы, облегчает их изготовление, эксплуатацию и ремонт, обеспечивает возможность их стандартизации и т.д.

### **1.1. Общая классификация деталей машин и аппаратов**

Все детали и узлы общего назначения могут быть разделены на четыре основные группы:

1. *Детали соединений*, которые в свою очередь делятся:
  - на детали неразъемных соединений (сварные, заклепочные, паянные и клеевые соединения, соединения с натягом);
  - на детали разъемных соединений (штифтовые, шпоночные, шлицевые, профильные и резьбовые соединения и т.д.).
2. *Детали передач* (ременных, цепных, зубчатых, червячных, фрикционных передач, передач винт-гайка).
3. *Детали валопроводов* (валы, оси, подшипники и муфты).
4. *Детали для установки и обслуживания* (корпуса, станины, пружины, смазочные, защитные и предохранительные устройства).

Детали и узлы аппаратов можно также разделить на четыре группы:

1. *Корпусные детали* (корпуса, днища, обечайки).
2. *Детали соединений* (фланцевые и соединения трубопроводов).
3. *Детали арматуры* (задвижек, вентилях, кранов, клапанов, фитинги).
4. *Специальные детали* (тарелки, опорные каркасы, горелки, форсунки и т.д.).

### **1.2. Требования, предъявляемые к деталям машин и аппаратов**

К современным машинам и аппаратам предъявляется много общих требований, главными из которых являются:

- *высокая производительность;*
- *высокий коэффициент полезного действия;*
- *удобство и простота изготовления и обслуживания;*
- *надежность, долговечность и безопасность работы;*
- *низкая энергоемкость, малые масса и габаритные размеры;*
- *технологичность, взаимозаменяемость и унификация узлов и деталей;*
- *эстетичность.*

В соответствии с этим определяются основные требования к деталям машин и аппаратов:

- *прочность* – деталь не должна разрушаться или получать остаточные деформации под влиянием действующих на нее сил;
- *жесткость* – упругие деформации элементов детали должны быть весьма малыми и не превышать допустимых величин;
- *устойчивость* – способность аппаратов сохранять в рабочем состоянии свою первоначальную форму;
- *герметичность* – способность аппарата или машины не пропускать находящуюся в них под давлением рабочую среду;
- *износостойкость* – в течение заданного срока работы износ не должен вызывать нарушения характера сопряжения детали и не приводить к недопустимому уменьшению прочности;
- *надежность* – деталь должна выполнять свои функции, сохраняя эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени;
- *технологичность* – форма и размеры детали должны быть такими, чтобы при ее изготовлении были наименьшие затраты труда, материала, энергии и времени;
- *малая масса* – деталь должна быть прочной, жесткой и износостойкой при минимальной массе и габаритных размерах;
- *транспортабельность* – деталь по возможности должна иметь такие размеры и вес, которые обеспечивали бы ее транспортировку современными транспортными средствами;
- *экономичность* – правильно выбранный технологический процесс изготовления детали, правильно выбранный материал (по возможности не дорогостоящий), правильно определенные размеры и форма детали обуславливают ее экономичность;
- *эстетичность* – красота формы и отделки придают деталям приятный внешний вид и влияют на отношение к ней со стороны обслуживающего персонала.

Аппарат должен конструктивно соответствовать требованиям проводимого в нем процесса, т.е. иметь форму, размеры и внутреннее оборудование, обеспечивающее выполнение поставленной задачи. Многообразие требований к конструктивному оформлению и различие рабочих условий переработки такого сложного по составу продукта, как нефть и ее производные, исключают разработку и применение стандартного оборудования. Создание новой аппаратуры обуславливается рядом общих требований, которые заключаются в следующем:

- конструкция должна обладать высокой эффективностью, которая включает технологическую сторону ее работы и требует знание физической сущности процесса;
- конструкция должна обеспечивать надежность и безопасность эксплуатации, необходимо учитывать повышенную огне- и взрывоопасность производства;
- конструкция должна обладать способностью к длительной эксплуатации и обеспечивать длительный пробег установок между их ремонтами, что требует правильного выбора конструкции и применения соответствующих стойких и прочных материалов;
- конструкция должна обеспечивать сравнительную легкость сборки и разборки и доступность при ремонтах;
- при конструировании необходимо учитывать температурные расширения в аппарате и проверять отдельные узлы на температурные напряжения или предусматривать возможность свободной деформации частей и деталей аппаратуры;
- конструкция должна быть достаточно простой, экономичной, с низкой металлоемкостью и энергоемкостью.

### 1.3. Критерии работоспособности

В зависимости от функционального назначения и условий работы деталей их работоспособность оценивается одним или несколькими показателями, основными из которых являются *прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, коррозионная стойкость и вибрационная устойчивость.*

*Прочность* – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению остаточных деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Прочность оценивается несколькими способами, но наибольшее распространение в инженерной практике получил метод расчета по допускаемым напряжениям, и условие прочности имеет вид

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{adm}, \quad (1.1)$$

где  $\sigma_{adm}$  – допускаемое напряжение.

Различают разрушение деталей вследствие потери статической прочности или потери сопротивления усталости. *Потеря статической прочности* происходит тогда, когда значение рабочих напряжений в детали превышает установленную допускаемую величину. Для деталей, изготовленных из пластичных материалов (малоуглеродистая сталь и др.), опасным напряжением является предел текучести. Величину допускаемого напряжения в этом случае находят по формуле

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_T}{s_T}, \quad (1.2)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести;  $s_T$  – коэффициент запаса прочности по пределу текучести,  $s_T = 1,2 \dots 1,5$ .

Для хрупких материалов (серый чугун и др.) опасным напряжением является предел прочности при растяжении  $\sigma_{b_p}$  и сжатии  $\sigma_{b_{сж}}$ ; допускаемое напряжение в этом случае определяется по формулам:

$$\sigma_{adm_p} = \frac{\sigma_{b_p}}{s_b}; \quad \sigma_{adm_{сж}} = \frac{\sigma_{b_{сж}}}{s_b} \quad (1.3)$$

где  $s_b$  – коэффициент запаса прочности по пределу прочности,  $s_b = 2,5 \dots 4,0$ .

*Потеря сопротивления усталости* происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел вынос-

ливости материала  $\sigma_{-1}$ . Условие сопротивления усталости можно записать в следующем виде:

$$\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m \leq \sigma_{-1}, \quad (1.4)$$

где  $\sigma_a$  – амплитуда переменного напряжения;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла;  $\psi_\sigma$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

Прочность детали обеспечивается правильным выбором материала и размеров детали на основании расчетов на прочность.

*Жесткость* – способность деталей сопротивляться изменению формы и размеров под действием сил. Жесткость вызвана собственными упругими деформациями деталей. Упругие деформации деталей не должны превышать пределов, допустимых для данных условий эксплуатации. Нормы жесткости устанавливаются на основе опыта эксплуатации и требований к конструкции. Для многих деталей жесткость имеет решающее значение при определении их размеров и формы, например для быстроходных валов.

Жесткость оценивают *коэффициентом жесткости*, представляющим собой отношение силы, приложенной к конструкции, к максимальной деформации, вызываемой этой силой.

Жесткость деталей зависит от правильного выбора материала и рассчитываемых размеров и формы деталей.

*Износостойкость* – способность материала рабочих поверхностей деталей сопротивляться изнашиванию. Износостойкость деталей оценивается интенсивностью изнашивания, определяемой как отношение износа к пути, на котором происходило изнашивание. Линейная интенсивность изнашивания представляет собой толщину изношенного слоя  $\Delta h$ , приходящуюся на единицу пути трения  $L$ ,

$$I_h = \frac{\Delta h}{L}. \quad (1.5)$$

Она может быть определена по изменению объема или массы изношенного слоя. Линейная интенсивность изнашивания – величина безразмерная, и для большинства реальных физических тел  $I_h = 10^{-3} \dots 10^{-13}$ .

Для уменьшения изнашивания используют смазку трущихся поверхностей, специальные виды обработки сопряженных поверхностей, а также защиту от попадания загрязнений и абразивных частиц. Практика показала, что около 90 % деталей, имеющих подвижные сопряжения, выходят из строя именно из-за износа.

*Теплостойкость* – способность изделий сохранять работоспособность при изменении температуры. Работа большинства машин сопровож-



дается тепловыделением, вызываемым рабочим процессом машин и трением в сопряженных рабочих поверхностях. Теплостойкость ограничивает работоспособность машин, поскольку снижается несущая способность деталей, понижается защитная способность масляного слоя, изменяются зазоры в подвижных соединениях и понижается точность вследствие обратимых температурных деформаций.

подавляющее большинство аппаратов на нефтеперерабатывающих заводах работает при повышенных температурах.

*Коррозионная стойкость* – сопротивление металлов химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости. В конструкциях машин и аппаратов, особенно работающих на открытом воздухе, в условиях повышенной влажности или в химически активных средах, следует предусматривать эффективные средства защиты, применяя гальванические покрытия, осаждение химических пленок, нанесение полимерных пленок. Наилучшим решением является применение коррозионно-стойких материалов. Малонагруженные детали, соприкасающиеся с химически активными агентами, целесообразно изготавливать из химически стойких пластиков. Одним из современных методов защиты от коррозии является пассивация, которая основана на образовании на поверхности деталей тонкой оксидной пленки, защищающей основной металл и создающей пассивные к воздействию внешней среды поверхности.

*Вибрационная устойчивость* – способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний. Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и приводят к усталостному разрушению деталей.

Расчеты на колебания являются обязательными при проектировании высокоскоростных передач и приводов.

#### **1.4. Стандартизация и унификация**

*Стандартизация* – деятельность, направленная на достижение оптимальной степени упорядочения в определенной области посредством установления положений для всеобщего и многократного использования в отношении реально существующих или потенциальных задач.

*Стандарт* – это нормативный документ, разработанный на основе консенсуса, утвержденный признанным органом, направленный на достижение оптимальной степени упорядочения в определенной области.

Главная задача стандартизации – создание прогрессивной системы нормативно-технической документации, ее внедрение и применение при

разработке, производстве и эксплуатации продукции, удовлетворяющей потребности народного хозяйства, населения, обороны страны и экспорта. Требования, устанавливаемые в государственных стандартах, направлены на выпуск самой современной высококачественной продукции, соответствующей мировому уровню по всем потребительским показателям: надежности и точности, материало- и энергоемкости, трудоемкости, требованиям эргономики и технической эстетики.

Стандартизуемые показатели промышленных объектов обычно имеют числовое выражение и образуют в определенных диапазонах последовательность чисел. В результате стандартизации всю совокупность показателей представляют в виде математических рядов, что способствует сокращению номенклатуры, типоразмеров, выбору рациональных режимов работы машин, экономии ресурсов. Наиболее удобными являются геометрические прогрессии, включающие число 1 и имеющие знаменатель  $\varphi_n = \sqrt[n]{10}$ . В соответствии с рекомендациями ИСО установлены следующие четыре основных десятичных ряда предпочтительных чисел со знаменателем  $\varphi$ :

$$\sqrt[5]{10} = 1,5849 \approx 1,6 \text{ для ряда } R5;$$

$$\sqrt[10]{10} = 1,2589 \approx 1,25 \text{ для ряда } R10;$$

$$\sqrt[20]{10} = 1,1220 \approx 1,12 \text{ для ряда } R20;$$

$$\sqrt[40]{10} = 1,0593 \approx 1,06 \text{ для ряда } R40.$$

Предпочтительные числа стандартизованы. На базе рядов предпочтительных чисел построены ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот). Ряды предпочтительных чисел нужно применять не только при стандартизации, но и при выборе нормальных значений параметров в процессе проектирования. Только при такой единой закономерности построения параметров изделия можно согласовать между собой параметры связанных с ними комплектующих изделий, полуфабрикатов и материалов.

Для рационального сокращения номенклатуры изделий необходима разработка стандартов на их *параметрические ряды*. Стандарты данного вида направлены на сокращение до целесообразного минимума конкретных типов, видов и моделей изделий. Как правило, эти стандарты являются перспективными, и их требования направлены на внедрение в производство прогрессивных, технически более совершенных и производительных машин, оборудования, приборов и других видов продукции. Параметрические ряды строятся по основным параметрам.

Для рационального сокращения номенклатуры изготавливаемых изделий проводят их *унификацию* и разрабатывают стандарты на параметрические ряды изделий, что повышает серийность, способствует специализации производства и улучшению качества.

*Унификация – это научно-технический метод отбора и регламентации оптимальной и сокращенной номенклатуры объектов одинакового функционального назначения.*

Унифицированные изделия, их составные части и детали должны обладать полной взаимозаменяемостью по показателям качества и присоединительным размерам. При унификации устанавливается минимальное, но достаточное число видов, типов, типоразмеров, обладающих высокими показателями качества.

Унификации могут предшествовать систематизация и классификация объектов. *Систематизация* предметов, явлений или понятий преследует цель расположить их в определенном порядке и последовательности, образующей четкую систему, удобную для использования. Наиболее простой формой систематизации является алфавитная система расположения объектов. Цель *классификации* – расположить предметы, явления или понятия по классам, подклассам и разрядам в зависимости от их общих признаков, т.е. создать системы соподчиненных объектов.

*Агрегатирование* – метод создания машин, оборудования и других изделий из унифицированных, многократно используемых стандартных агрегатов (автономных узлов), устанавливаемых в изделия в различном числе и различных комбинациях.

### **1.5. Взаимозаменяемость и точность изготовления деталей**

Современные машины и аппараты состоят из большего количества взаимодействующих деталей, узлов и агрегатов, которые имеют определенное назначение и должны обладать строго определенными стабильными характеристиками. Нарушение размеров или отклонение какого-либо технического параметра любой из используемых в машине деталей может сказываться на качестве всей машины в целом, на надежности и устойчивости ее работы.

*Взаимозаменяемостью называется свойство одних и тех же деталей, узлов и агрегатов машин и аппаратов, позволяющее устанавливать детали в процессе сборки или заменять их без предварительной подгонки при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла, агрегата и конструкции в целом.*

Для обеспечения взаимозаменяемости необходимо, чтобы изготовление деталей и сборка узлов производилась с требуемой точностью их геометрических и физико-химических параметров и такими методами, при которых были бы получены заданные эксплуатационные показатели изделий. Соблюдение точностных требований к параметрам является обязательным условием взаимозаменяемости.

В большинстве случаев детали машин и аппаратов представляют собой определенные комбинации геометрических тел, ограниченных поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими и т.д. При проектировании их геомет-

рические параметры задаются размерами, формой и взаимным расположением поверхностей. Требования к точности должны быть такими, чтобы были обеспечены заданные эксплуатационные свойства. При изготовлении возникают технологические погрешности, т.е. отступление геометрических параметров от запроектированных значений.

*Точностью* называется степень приближения действительных параметров, измеренных с допустимой погрешностью, к идеальным, заданным по чертежу. Точность характеризуется действительной погрешностью или пределами, ограничивающими значение погрешности. Чем меньше погрешность, тем выше точность. Погрешности параметров неизбежны и допускаются в определенных пределах, при которых деталь удовлетворяет требованиям сборки и функционирования машины.

Количественно геометрические параметры деталей оценивают посредством линейных размеров.

*Размер* – это числовое значение линейной величины (длины, диаметра и т.д.) в выбранных единицах измерения. Размеры подразделяют на номинальные, действительные и предельные. *Номинальный* – это размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчета отклонений. Номинальный размер – это основной размер, полученный на основе расчетов или выбранный из конструктивных или иных соображений. *Действительный* – это размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. *Предельные размеры* – это два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым должен быть равен действительный размер. Наибольший предельный размер – это больший из двух предельных, наименьший – это меньший из двух предельных размеров (рис. 1.1, а). Для удобства указывают номинальный размер детали, а каждый из двух предельных размеров определяют по его отклонению от этого номинального значения. Абсолютную величину и знак отклонения получают вычитанием номинального размера из соответствующего предельного размера.

*Отклонение* – это алгебраическая разность между размером и соответствующим номинальным размером. *Действительное отклонение* – это алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. *Предельное отклонение* – это алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Классификацию отклонений по геометрическим параметрам целесообразно рассматривать на примере соединения вала и отверстия. Термин “вал” применяют для обозначения наружных, охватываемых элементов деталей, термин “отверстие” – для обозначения внутренних, охватывающих элементов деталей.

Предельные отклонения подразделяют на верхнее и нижнее. *Верхнее отклонение* – это алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами, *нижнее отклонение* – это алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Верхнее отклонение отверстия принято обозначать  $ES$ , вала –  $es$ , нижнее отклонение отверстия  $EI$ , вала –  $ei$ . На рисунке 1.1 представлены примеры указания отклонений на чертежах деталей и соединений.

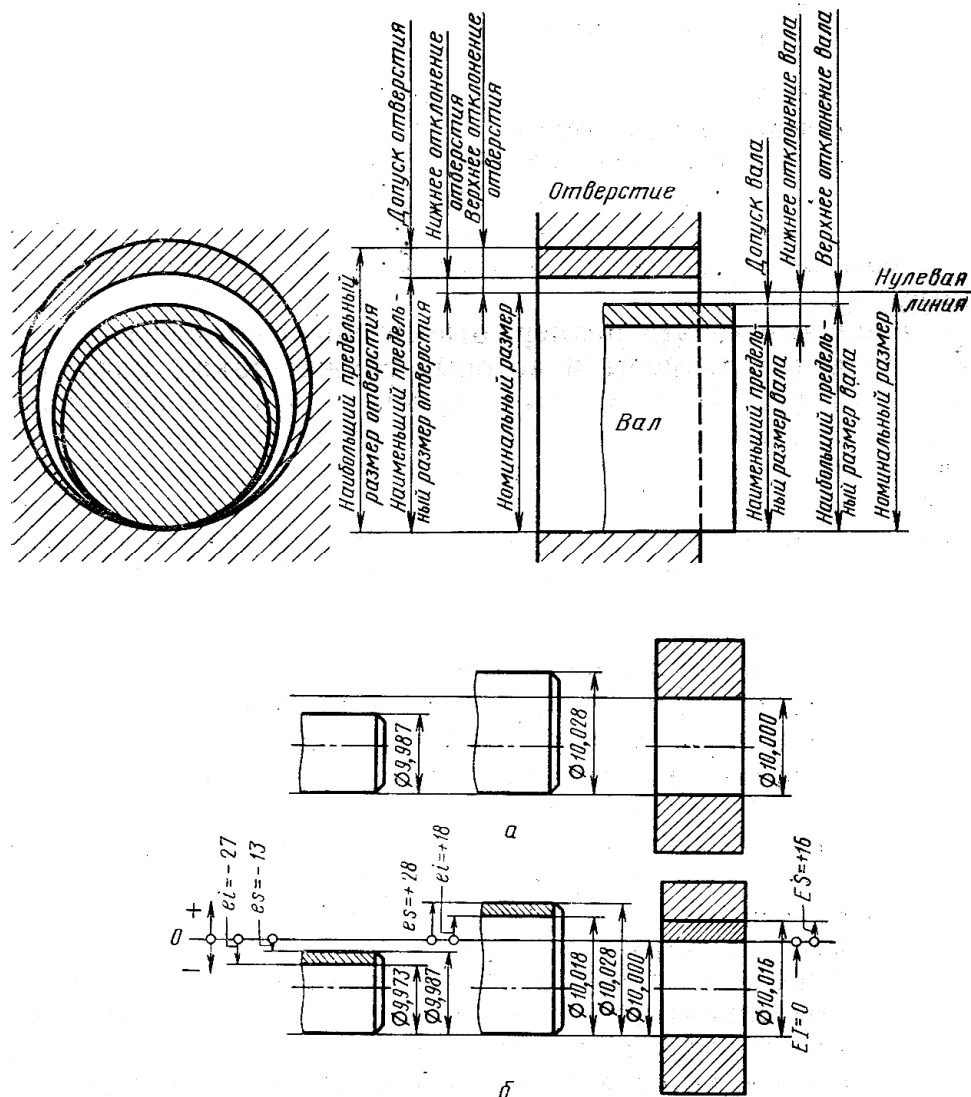


Рис. 1.1. Отклонение, предельные размеры и допуски отверстия и вала относительно нулевой линии: а – деталь; б – соединение

*Допуск* – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями (см. рис. 1.1).

*Квалитет* (степень точности) – совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

*Нулевая линия* – это линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. При горизонтальном расположении нулевой линии положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные – вниз (см. рис. 1.1).

*Поле допуска* – это поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера.

На рисунке 1.2. показана схема расположения полей допусков отверстия 1 и вала 2. Горизонтальные линии полей допусков показывают расположение верхних и нижних отклонений.

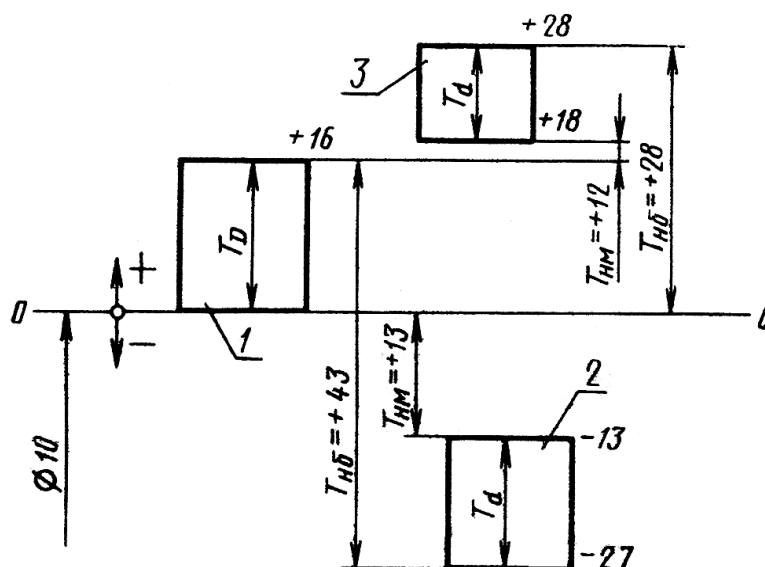


Рис. 1.2. Схемы расположения полей допусков

При соединении двух деталей (отверстие и вал) образуется *посадка*, определяемая разностью их размеров до сборки, т.е. величиной получающихся зазоров или натягов в соединении. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала различают посадки с зазором, с натягом и переходные, когда возможно получение как зазора, так и натяга. Номинальным размером посадки является номинальный размер, общий для отверстия и вала, составляющих соединение.

*Зазором* называется разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала  $S = D - d$ .

*Натягом* называется разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия  $N = d - D$ .

Посадка с зазором – это посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении, и поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рис. 1.3). Посадка с натягом – это посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении, и поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (см. рис. 1.3). Переходная посадка – это посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга, и поля допусков вала и отверстия перекрываются полностью или частично (см. рис. 1.3).

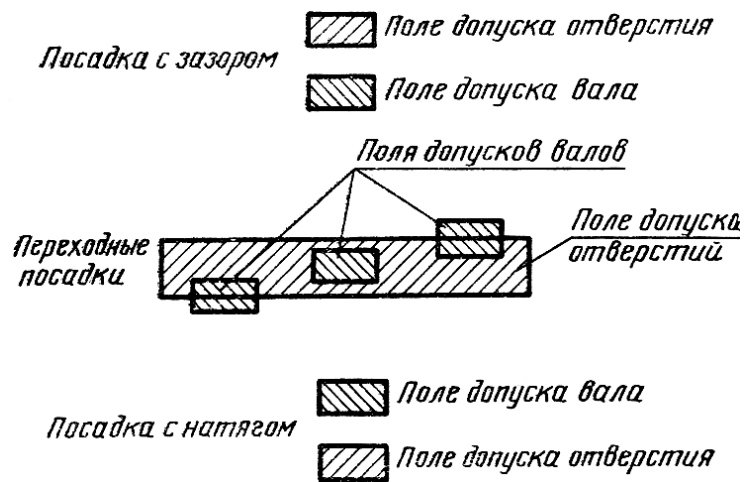


Рис. 1.3. Посадки с зазором, натягом и переходные

Различают две равноценные системы образования посадок – система отверстия и система вала (рис. 1.4).

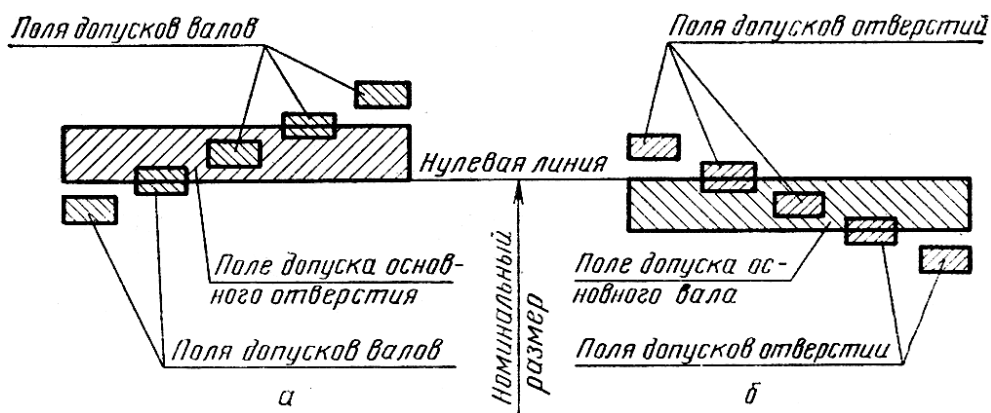


Рис. 1.4. Примеры посадок в системах: а – отверстия; б – вала

*Посадки в системе отверстия* – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием. У основного отверстия нижнее отклонение равно нулю или наименьший предельный размер его совпадает с номинальным размером соединения.

*Посадки в системе вала* – это посадки, в которых различные зазоры или натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом. У основного вала верхнее отклонение равно нулю, или наибольший предельный размер совпадает с номинальным размером соединения.

## 1.6. Метрология и технические измерения

*Метрология* – наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и требуемой точности.

*Измерением* называют совокупность операций, выполняемых с помощью технического средства, хранящего единицу величины и позволяющего сопоставить с нею измеряемую величину.

По способу получения информации измерения разделяют на прямые и косвенные. *Прямые измерения* – это непосредственное сравнение физической величины с ее мерой. *Косвенные измерения* отличаются от прямых тем, что искомое значение величины устанавливают по результатам прямых измерений таких величин, которые связаны с искомой определенной зависимостью.

*Измерительная техника* представляет собой совокупность методов и средств измерения, дающих полную и достоверную информацию о свойствах веществ, материалов и изделий, о характеристиках технологических процессов. Для измерения линейно-угловых величин чаще всего используются механические измерительные приборы и инструменты, которые подразделяются на бесшкальные инструменты, штангенинструменты, измерительные головки и микрометрические инструменты.

К *бесшкальным инструментам* относятся лекальные линейки, шаблоны, щупы, угольники и др.

*Штангенинструмент* представляет собой две измерительные поверхности (губки), между которыми устанавливается размер. Одна из измерительных поверхностей (базовая) составляет единое целое с линейкой (штангой), а другая соединена сдвигающейся по линейке рамкой. На линейке наносятся через 1 мм деления, на рамке устанавливается или гравировается нониус. Выпускают несколько видов и типоразмеров с размерами отсчета 0,05 и 0,1 мм. В зависимости от назначения и конструктивных особенностей штангенинструменты разделяются на штангенциркули для измерений наружных и внутренних размеров; штангенглубиномер для измерений глубин пазов и высот уступов; штангенрейсмус для разметки и измерения высоты (рис. 1.5).



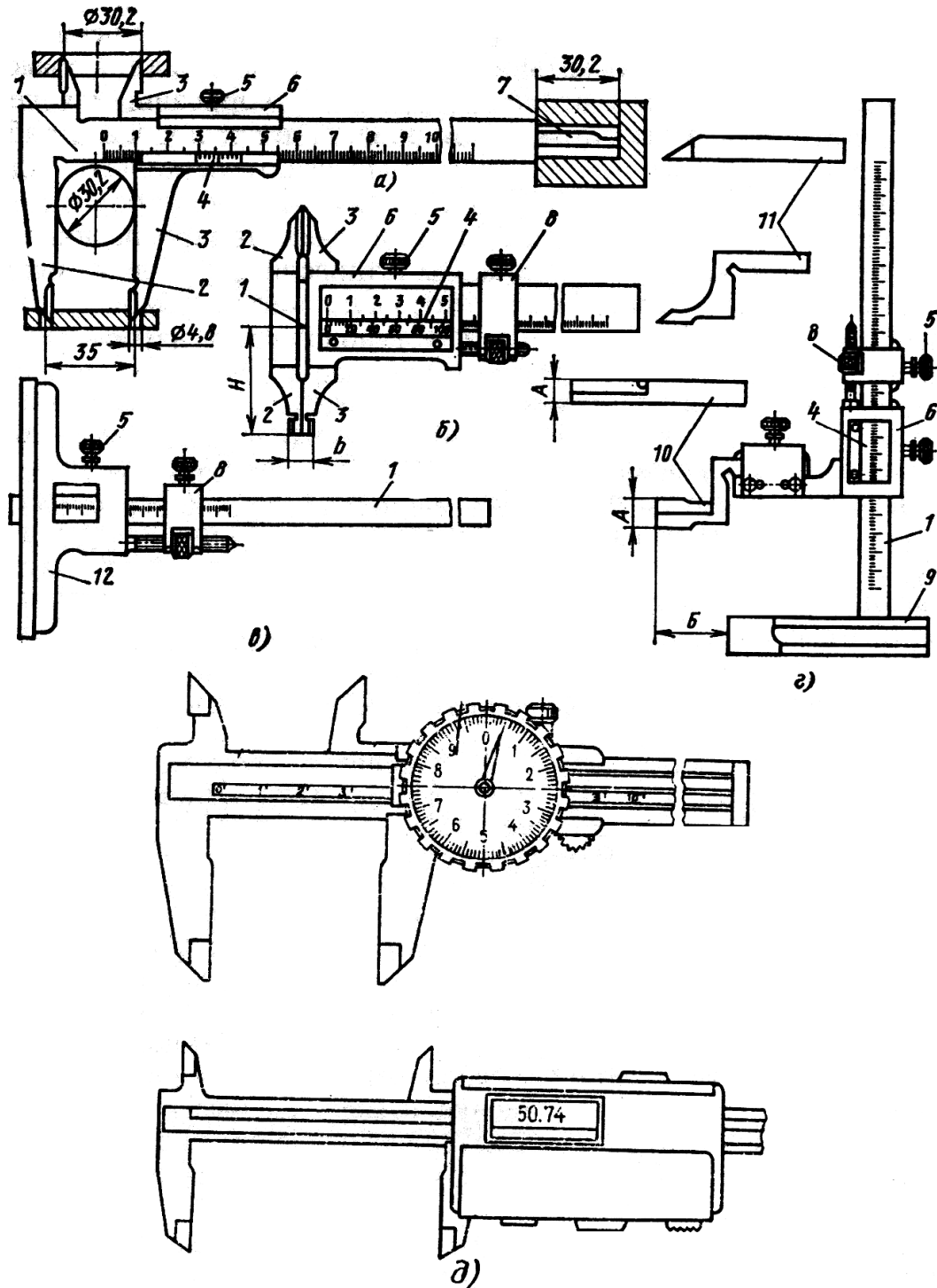


Рис. 1.5. Штангенинструменты: *а* – штангенциркуль с пределами измерений 0...125 мм, с величиной отсчета по нониусу 0,1 мм; *б* – штангенциркуль с пределами измерений 0...125, 0...200, 0...300 мм, с величиной отсчета по нониусу 0,05 и 0,1 мм; *в* – штангенглубиномер; *г* – штангенрейсмус; *д* – штангенциркули с индикаторным и электронным отсчетом; 1 – штанга; 2 – губка штанги; 3 – губка рамки; 4 – шкала нониуса; 5 – зажим рамки; 6 – рамка; 7 – линейка глубиномера; 8 – микрометрическая подача; 9 – основание; 10 – ножка измерительная; 11 – ножка разметочная; 12 – основание

*Измерительные головки* – механические отсчетные устройства, преобразующие малые перемещения измерительного наконечника в большие перемещения стрелки и имеющие шкалу, по которой отсчитывают величины перемещения наконечника. Головки для измерения устанавливают на штативы или стойки.

У *микрометров* измерительным элементом служит шпindelь, имеющий резьбу с очень точным шагом. Осевое перемещение шпинделя для полных оборотов отсчитывается при помощи штрихов, нанесенных на стебле, а для отсчета долей оборота служат радиальные штрихи, нанесенные на барабане микрометра. Чтобы всегда измерять с одним и тем же усилием, измерительный шпindelь снабжен храповиком или трещоткой. Микрометрический измерительный инструмент может быть встроен в различного вида скобы, измерительные приборы и приспособления (рис. 1.6).

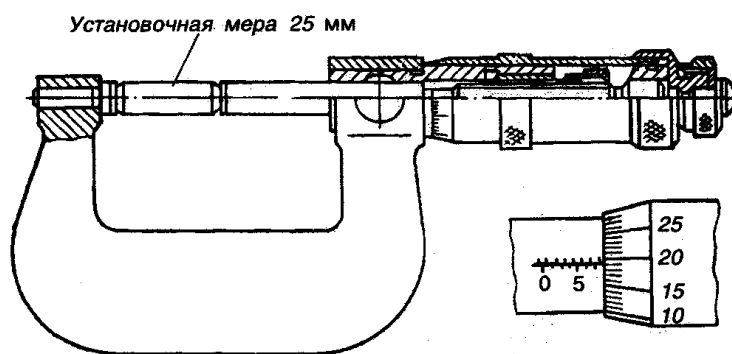


Рис. 1.6. Микрометр с суммарным результатом измерения по основной и круговой шкале

## 1.7. Шероховатость поверхности

Точность обработки задается техническими условиями и требованиями чертежа. Поверхностный слой детали, обработанный каким-либо технологическим способом, имеет чередующиеся выступы и впадины разной высоты и формы, сравнительно малых размеров по высоте и шагу.

*Шероховатостью* поверхности называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенную с помощью базовой длины. *Базовая длина*  $l$  – длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. *Базовая линия* – линия заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля и служащая для оценки геометрических параметров поверхности. Числовые значения шероховатости поверхности определяют от единой базы, за которую принята *средняя линия профиля*  $m$ , т.е. базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально (рис. 1.7).

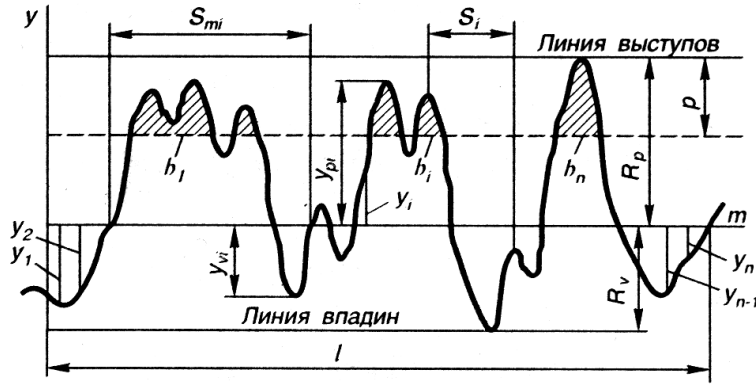


Рис. 1.7. Профилограмма и основные параметры шероховатости поверхности

Параметрами шероховатости являются:

- *среднее арифметическое отклонение профиля*  $R_a$  – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (1.6)$$

где  $n$  – число выбранных точек профиля на базовой длине;  $y$  – расстояние между любой точкой профиля и средней линией;

- *высота неровностей профиля по десяти точкам*  $R_z$  – сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины:

$$R_z = \frac{1}{5} \left[ \sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}| \right], \quad (1.7)$$

где  $y_{pi}$  – высота  $i$ -того наибольшего выступа профиля;  $y_{vi}$  – глубина  $i$ -той наибольшей впадины профиля;

- *наибольшая высота неровностей профиля*  $R_{max}$  – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины  $l$ ;

- *средний шаг неровностей профиля*  $S_m$  – среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:  $S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}$ ;

- *средний шаг местных выступов профиля*  $S$  – среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины.

Согласно ГОСТ 2.309-73 шероховатость поверхностей обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей детали, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шерохо-

ватость которых не обусловлена требованиями конструкции. Структура обозначения шероховатости поверхности и виды знаков для указания ее приведены на рис. 1.8.

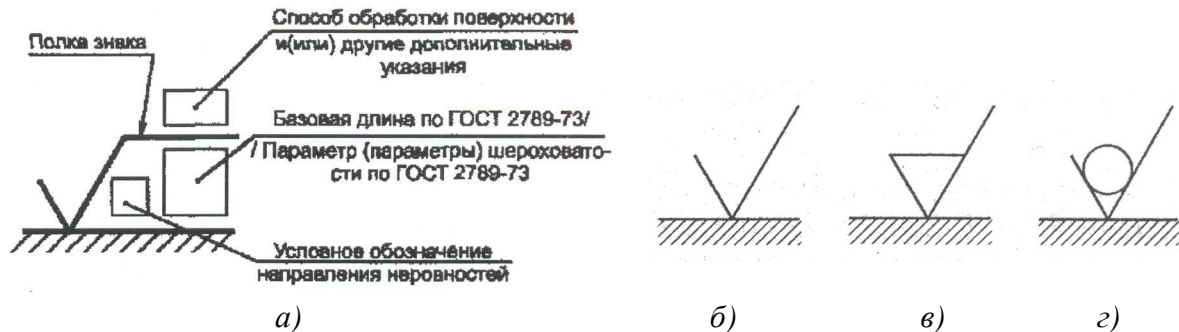


Рис. 1.8. Структура обозначения шероховатости поверхности

Используются три знака для указания шероховатости, представляющие собой фигуру в виде угла в  $60^\circ$ . Вершина этого угла направлена к поверхности, шероховатость которой нормируется, а боковые стороны знака находятся также под углом  $60^\circ$  к поверхности. Наиболее распространенным является знак (рис. 1.8, б), который показывает, что поверхность, на которую указывает этот знак, должна иметь указанную шероховатость, безразлично каким способом будет проведена обработка этой поверхности. Знак на рис. 1.8, в означает, что поверхность, на которую он указывает, должна быть обработана со снятием материала, а знак на рис. 1.8, з указывает на то, что поверхность не должна обрабатываться. Числовое значение какого-либо параметра шероховатости указывается на знаке (рис. 1.8, а) против вершины угла.

Знаки шероховатости должны располагаться по линии контура детали, на выносных линиях, как можно ближе к линиям, указывающим размер, или на полках линий-выносок (рис. 1.9).

Количественный контроль параметров шероховатости осуществляют профилографами – профилометрами. Если у неровности отношение шага к

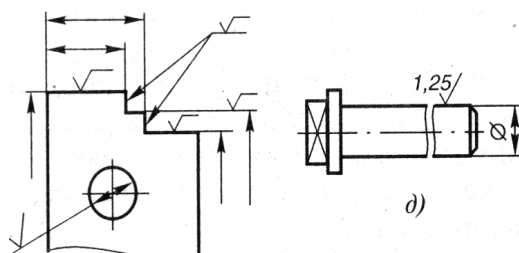


Рис. 1.9. Примеры обозначения шероховатости поверхности

высоте менее 50, то это шероховатость, а если от 50 до 1000 – это волнистость.

Шероховатость поверхности существенно влияет на эксплуатационные свойства деталей (снижает прочность, коррозионную стойкость, жесткость деталей, увеличивает интенсивность изнашивания и др.).

## 1.8. Краткие сведения о машиностроительных материалах

Материалы деталей машин и аппаратов выбирают в соответствии с критериями работоспособности, технологичности и экономичности. Для изготовления деталей машин широко применяют сталь, чугун, сплавы цветных и легких металлов, пластмассы, композиционные и порошковые материалы и др.

**Конструкционные стали.** Стали – сплавы железа с углеродом, содержащие не более 2,14 % углерода. *Конструкционными* называют стали, применяемые для изготовления деталей машин, аппаратов, конструкций и сооружений. Конструкционными сталями могут быть углеродистые и легированные стали.

*Углеродистые стали.* В значительной степени свойства углеродистых сталей зависят от содержания в них вредных примесей серы и фосфора. Соответственно различают стали обыкновенного качества и качественные. *Стали обыкновенного качества* (ГОСТ 380-94) марок Ст0, Ст1 ... Ст6 применяют для конструкций подъемных кранов, корпусов сосудов и аппаратов, каркасов паровых котлов, а также для мало напряженных деталей машин (осей, валов, шестерен, втулок, болтов, гаек и т.д.). Из них изготавливают горячекатаный прокат: прутки, швеллеры, уголки, трубы и поковки, работающие при относительно невысоких напряжениях. Буквы Ст в марке стали означают “сталь обыкновенного качества”, цифры – условный номер марки в зависимости от нормируемых показателей. Чем больше условный номер стали, тем выше ее прочность. *Стали качественные конструкционные* (ГОСТ 1050-88) маркируются цифрами 08, 10, 15, 20, ... 85, которые указывают среднее содержание углерода в сотых долях процента. По содержанию углерода их подразделяют на низкоуглеродистые, среднеуглеродистые и высокоуглеродистые. Низкоуглеродистые качественные стали 08, 10, 15, 20 и 25 хорошо свариваются и их используют для ответственных сварных конструкций. С повышением содержания в стали углерода их свариваемость ухудшается. Эти стали применяют для деталей машин, подвергаемых термической и химико-термической обработке (кулачковые валики, рычаги, оси и др.). Среднеуглеродистые стали 30, 35, 40, 45, 50 имеют более высокую прочность, но менее пластичны. Из них изготавливают небольшие детали, не требующие закалки. Высокоуглеродистые стали 60, 65, 70, 75, 80 и 85 обладают более высокой прочностью, износостойкостью и упругими свойствами, и после термической обработки из них изготавливают пружины и рессоры, шпиндели, прокатные валки и др.

*Легированные стали.* Основными легирующими элементами конструкционных сталей являются хром, никель, кремний и марганец. Вольфрам, молибден, ванадий, титан, бор и другие легирующие элементы вводят в сталь в сочетании с хромом, никелем и марганцем для дополнительного улучшения свойств. Эти стали применяют для особо ответственных деталей машин, где наряду с высокой прочностью требуется компактность или небольшая масса. Легированные конструкционные стали маркируют цифрами и буквами, например, 12ХНЗА, 18ХГТ, 15Х и т.д. Двухзначные цифры, приводимые в начале марки, указывают среднее содержание углерода в сотых долях процента; бук-

вы справа от цифры обозначают легирующий элемент: В – вольфрам, Г – марганец, К – кобальт, Н – никель, М – молибден, Р – бор, С – кремний, Т – титан, Ф – ванадий, Х – хром, Ю – алюминий. Цифры после букв указывают примерное содержание соответствующего легирующего элемента в целых процентах; отсутствие цифры указывает, что оно составляет около 1,0 ... 1,5% и менее. Высококачественные стали, содержащие меньше вредных примесей, обозначаются буквой А, помещенной в конце марки. Легированные стали подразделяются на шарикоподшипниковые, коррозионно-стойкие, жаропрочные и др.

Для повышения механических и других свойств стали широко применяют термическую и химико-термическую обработку, механическое упрочнение и др.

**Чугуны.** Чугунами называют железоуглеродистые сплавы, содержащие более 2,14 % углерода. Чугуны обладают хорошими литейными и прочностными свойствами и преимущественно используются для отливки корпусных деталей, станин, рам, стоек, плит.

*Серый чугун* является основным литейным машиностроительным материалом. Марки чугунов: СЧ 10, СЧ15, ..., СЧ35. *Высокопрочный чугун* применяют как заменитель стали и серого чугуна. Марки чугунов: ВЧ35, ВЧ40, ... ВЧ100. *Ковкий чугун* применяют для литых деталей, не допускающих случайных ударных нагрузок при работе. Марки чугунов: КЧ35, КЧ50, КЧ60 и др.

В условном обозначении марок чугунов СЧ, ВЧ и КЧ цифры показывают минимальное значение предела прочности при растяжении, выраженное в децимегапаскалях. Например, ВЧ100 – высокопрочный чугун с  $\sigma_b = 1000 \text{ МПа}$ .

В подшипниковых узлах трения находят применение *антифрикционные чугуны*. Марки чугунов: АЧС-1, АЧС-2, ... АЧС-6, АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2. Обозначение марки: АЧ- антифрикционный чугун; С – серый (АЧС-2); В – высокопрочный (АЧВ-1); К – ковкий (АЧК-2); цифра означает порядковый номер марки чугуна.

**Сплавы цветных и легких металлов.** Наибольшее распространение получили сплавы меди, антифрикционные и легкие сплавы.

*Сплавы на медной основе* различают двух основных групп: *латуни* – сплавы меди с цинком и *бронзы* – сплавы меди с другими элементами. Медные сплавы обладают высокими механическими и технологическими свойствами, хорошо сопротивляются износу и коррозии. Сплавы обозначают начальной буквой (Л – латунь, Бр – бронза), после чего следуют первые буквы основных элементов, образующих сплав. Например, О – олово, Ц – цинк, Мц – марганец, Ж – железо, Ф – фосфор, Б – бериллий, Х – хром и т.д. Например, ЛЖМц59-1-1 – латунь, содержащая 59 % меди, 1 % железа, 1 % марганца и остальное – цинк; БрО10Ф1 – бронза, содержащая 10% олова, 1% фосфора и остальное – медь. Латуни, содержащие до 10 % цинка, называют *томпаком*. Литейные латуни применяются для изготовления арматуры, червячных винтов, подшипников, втулок и вкладышей, а также для деталей в судостроении. Бронзы обладают высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами; из них изготавливают червячные колеса, подшипники скольжения, гайки ходовых винтов и др.

*Антифрикционные сплавы на оловянной, свинцовой и цинковой основах или подшипниковые сплавы* применяют для заливки вкладышей подшипников. Сплавы на оловянной и свинцовой основе (*баббиты*) используют в подшипниках турбин судовых дизелей, турбонасосов, турбокомпрессоров и других тяжело нагруженных машин. Лучшими свойствами обладают высокооловянистые баббиты марок Б83 и Б89 (цифры в марке баббита указывают процентное содержание олова). *Цинковые антифрикционные сплавы* типа ЦАМ применяются для монометаллических вкладышей, втулок, ползунов и т.д.

*Легкие сплавы* – сплавы на основе алюминия, магния, титана и других элементов. Они имеют относительно низкую плотность и применяются там, где необходимо снижение массы деталей. Легкие сплавы делятся на *литейные* и *деформируемые*.

*Алюминиевые литейные сплавы* предназначены для фасонного литья. *Силумины* (АЛ2, АЛ4, АЛ9) – сплавы алюминия с кремнием, отличаются высокими литейными свойствами, а отливки – большой плотностью. Из них изготавливают корпуса компрессоров, картеры и блоки цилиндров двигателей и т.д. Сплавы алюминия с магнием АЛ8 и АЛ27 предназначены для отливок, работающих во влажной атмосфере.

*Алюминиевые деформируемые сплавы* предназначены для получения полуфабрикатов (листов, плит, прутков, профилей труб и т.д.), а также поковок и штамповок путем прокатки, прессования,ковки и штамповки. *Дуралюмины* – сплавы алюминия, меди и марганца. Типичными сплавами являются Д1 и Д16. Из них изготавливают силовые каркасы, кузова автомобилей, лонжероны и обшивки самолетов и т.д. Сплав *авиаль* (АВ) уступает по прочности дуралюминам, но обладает лучшей пластичностью. Из него изготавливают лопасти винтов вертолетов, рамы, двери и т.д., для которых требуется высокая пластичность в холодном и горячем состоянии.

*Деформируемые сплавы магния с алюминием* (МА1, МА8, МА14) и *сплавы магния с алюминием и цинком* (МА2-1) хорошо обрабатываются резанием и удовлетворительно свариваются, а вследствие высокой удельной прочности используются для изготовления оболочек трубчатых элементов в атомных реакторах. *Литейные сплавы* Мл5, Мл6, Мл12 обладают повышенной коррозионной стойкостью и могут длительно работать при температуре до 300°С.

*Титановые сплавы* – это сплавы титана, содержащие алюминий, молибден и другие элементы. Их используют там, где главную роль играют высокая удельная прочность и хорошая сопротивляемость коррозии; они обладают высокой пластичностью при низких температурах, что делает их пригодными для криогенной техники. Из них изготавливают лопасти компрессоров, детали трубопроводов, баллоны для сжатых и сжиженных газов, гребные винты, обшивки самолетов и морских судов и т.д. Типичными марками титановых сплавов являются ВТ3, ВТ9, ВТ22.

***Пластмассы.*** Это искусственные материалы, получаемые на основе органических полимерных связующих веществ. Они обладают рядом свойств, позволяющим им с успехом конкурировать со сталью и другими конструкционными материалами. К этим свойствам можно отнести: высокая прочность, стойкость в агрессивных средах, хорошая тепло- и электроизоляционная способность, фрикционность или антифрикционность, отменные литейные свойства.

По характеру связующего вещества пластмассы подразделяют на *термопласты* и *реактопласты*. В основе *термопластов* (*полиэтилен, фторопласт, полистирол, органическое стекло*, и др.) лежат полимеры линейной или разветвленной структуры. Они применяются в качестве прозрачных органических стекол, химически стойких материалов; из них изготавливают тонкие пленки и волокна. Детали, выполненные из таких пластмасс, имеют ограниченную рабочую температуру. В качестве связующих веществ в *реактопластах* (*стекловолокниты, асбоволокниты, гетиникс, текстолит, древеснослоистые пластики, СВМ* и др.) применяются терморезистивные смолы, в которые вводят различные по форме частиц наполнители. Из них получают кислотоупорные аппараты, ванны и трубы, кузова автомашин, лодки, корпуса приборов, подшипники и зубчатые колеса и т.д.

**Композиционные материалы.** Композиционными называют искусственные материалы, получаемые сочетанием химически разнородных компонентов. Одним из компонентов является матрица, другим – упрочнители. В качестве матриц используют полимерные, углеродные, керамические и металлические материалы. В качестве упрочнителей применяют волокна (стеклянные, углеродные, борные, органические и др.) и металлические проволоки, обладающие высокой прочностью и жесткостью. Свойства композиционных материалов зависят от состава компонентов, их сочетания, количественного соотношения и прочности связи между ними. Армирующие упрочняющие материалы могут быть в виде волокон, жгутов, нитей, лент, многослойных тканей.

*Карбоволокниты* (углепласты) представляют собой композиции, состоящие из полимерного связующего и упрочнителей в виде углеродных волокон. Полимерные карбоволокниты используют при изготовлении кузовов автомобилей, подшипников, аппаратуры для химической промышленности и др. Карбоволокниты с углеродной матрицей применяют для тепловой защиты, химически стойкой аппаратуры и др. В *борволокнитах* упрочнителем является борные волокна.

Композиционные армированные материалы по прочности и износостойкости значительно превосходят стали и высококачественные сплавы.

**Порошковые материалы.** Порошковые материалы получают методом порошковой металлургии. Под порошковой металлургией понимают изготовление металлических порошков тех или иных металлов и сплавов и формирование из них различными методами полуфабрикатов или готовых изделий. Порошковая металлургия позволяет получить новые конструкционные материалы, которые способны заменить стали, чугуны и цветные металлы. Этим методом можно получать детали сложной конфигурации с минимальными потерями металла.

Номенклатура продукции порошковой металлургии велика: антифрикционные пористые втулки и подшипники скольжения, фрикционные диски и сегменты тормоз-



ных устройств, фильтры, токосъемники, металлорежущий инструмент, зубчатые колеса, детали микроэлектроники и др.

**Резиновые материалы.** Резина как технический материал характеризуется высокими эластическими свойствами, стойкостью к истиранию, газо- и водонепроницаемостью, химической стойкостью, электроизолирующей способностью и небольшой плотностью. Резиновые материалы применяют для амортизации и демпфирования, уплотнения и герметизации в условиях воздушных и жидкостных сред, химической защиты деталей машин и аппаратов, в производстве тары для хранения масел и горючего, различных трубопроводов, для покрышек и камер колес автотранспорта и т.д.

По назначению резины подразделяют на *резины общего назначения* и *резины специального назначения*. Резины общего назначения могут работать в среде воды, воздуха, слабых растворов кислот и щелочей в температурном диапазоне от – 50 до + 130 °С. Резины специального назначения подразделяются на несколько видов: маслобензостойкие, теплостойкие, светоозоностойкие, износостойкие, электротехнические и стойкие к гидравлическим жидкостям.

## 1.9. Понятие о надежности машин и аппаратов

*Надежность – свойство машины или аппарата выполнять в целом заданные функции с сохранением эксплуатационных показателей в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки.*

В течение времени в любой машине или аппарате происходят изменения, приводящие к потере ими работоспособности. Эти изменения связаны с внутренним и внешним воздействием, которым подвергаются рассматриваемые объекты в процессе эксплуатации.

Неисправности деталей машин и аппаратов появляются в результате внезапного или постоянного снижения физико-механических свойств материала, приводящих к их разрушению. Как правило, неисправность является следствием изменения состава, структуры или механических свойств материала, конструктивных размеров и состояния их поверхностей.

Возникновение неисправностей обусловлено рядом факторов, среди которых можно выделить конструкционные, технологические и эксплуатационные.

К *конструкционным* факторам относятся:

- расчетные нагрузки, скорости относительных перемещений, давление и др.;
- материалы, их физико-механические характеристики и структура;
- конструктивное исполнение деталей и сборочных единиц, форма и величина зазоров или натягов в сопряжениях и т.д.;
- макрогеометрия, шероховатость, твердость рабочих поверхностей деталей;
- условия защиты, смазывания и охлаждения деталей.

*Технологическими* факторами являются:

- вид механической, термической, упрочняющей и финишной обработок деталей;
- правильность сборки, регулирования, приработки и испытания деталей и узлов;
- способы, точность и стабильность получения исходных заготовок и др.

К *эксплуатационным* относят следующие факторы:

- использование машины и аппарата по назначению, соблюдение технологических, нагрузочных и скоростных режимов, интенсивность эксплуатации;
- условия эксплуатации, своевременность и полнота технического обслуживания и ремонтов и др.

Неисправности деталей машин и аппаратов можно условно разделить на три группы:

- *износ* – определяется давлением, циклическими нагрузками, режимом смазывания и степенью его стабильности, скоростью перемещения поверхностей трения, температурным режимом работы, степенью агрессивности окружающей среды, качеством обработки и состоянием поверхности трения и др.;

- *механические повреждения* – трещины, пробоины, риски, надирь, выкрашивание, поломки, обломы, изгибы, вмятины, скручивание и др.;

- *химико-тепловые повреждения* – коробление, коррозия, образование накипи и нагара, электроэрозионное разрушение и т.д.

В результате неисправностей машин, аппаратов и их деталей возникают нарушения эксплуатационных показателей, вызывающие частичную или полную потерю их работоспособности. Событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния машины, аппарата или детали, называется *отказом*. Расчет надежности базируется на статистических данных об отказах машин и аппаратов при эксплуатации, проведении специальных испытаний и т.п.

Уровень надежности машины или аппарата должен быть таким, чтобы при их использовании в любых, оговоренных техническими условиями ситуациях, не возникали отказы, т.е. не нарушалась их работоспособность. Кроме того, желательно, чтобы аппарат или машина имели запас надежности для повышения сопротивляемости экстремальным воздействиям. Характеристика машин по достигнутому уровню надежности схематично показана на рис. 1.10.

Уровень надежности машины оценивается некоторым коэффициентом  $K$  (запас надежности), который характеризует поведение машины в нормальных условиях эксплуатации и в экстремальных ситуациях. При  $K < 1$  не обеспечивается необходимая надежность машины и имеется вероятность возникновения отказов, особенно при напряженных режимах работы и интенсивном воздействии окружающей среды. При  $K = 1$  машина удовлетворяет всем требованиям надежности, а при  $K > 1$  имеет запас надежности для возможности сохранять работоспособность и функционировать при экстремальных ситуациях.



## 1.10. Краткие сведения о сертификации

Для того чтобы убедиться в том, что изделие “сделано верно” (в переводе с латыни *сертификация* означает “сделано верно”), необходимо знать, каким требованиям оно должно соответствовать и каким образом возможно получить достоверные доказательства этого соответствия. Общеизвестным способом такого доказательства *служит сертификация соответствия*.

Установление соответствия заданным требованиям сопряжено с испытанием. Под *испытанием* понимают техническую процедуру, заключающуюся в определении одной или нескольких характеристик данного изделия в соответствии с принятыми правилами. Испытания осуществляют в испытательных лабораториях Систематическую проверку степени соответствия заданным требованиям принято называть *оценкой соответствия*, частным понятием которого считается *контроль*.

В оценке соответствия наиболее достоверными считаются результаты испытаний “третьей стороной”. *Третья сторона* – это лицо или орган, признанные независимыми ни от поставщика (первая сторона), ни от покупателя (вторая сторона).

Таким образом, *сертификация* – процедура, посредством которой *третья сторона* дает письменную гарантию, что изделие, продукция, процесс, услуга соответствуют заданным требованиям. Сертификация считается основным достоверным способом доказательства соответствия изделия заданным требованиям.

Сертификация осуществляется на следующих основных принципах:

- обеспечение достоверности информации об объекте сертификации;
- объективность и независимость от изготовителя и потребителя;
- профессиональность испытаний;
- многообразие методов испытаний с учетом особенностей объекта сертификации, его производства и потребления;
- право заявителя выбрать орган по сертификации и испытательную лабораторию;
- ответственность участников сертификации.

Сертификация может носить обязательный и добровольный характер. При обязательной сертификации выполняется маркировка изделия знаком соответствия.

## Тема 2. МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД: СТРУКТУРА, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ

*Привод* – это устройство, состоящее из источника энергии (двигателя) и передаточного механизма (передачи), которое служит для приведения в действие исполнительного механизма (рабочего органа). На рисунке 2.1 показан общий вид привода, состоящего из электродвигателя и червячного редуктора, валы которых соединены муфтой.

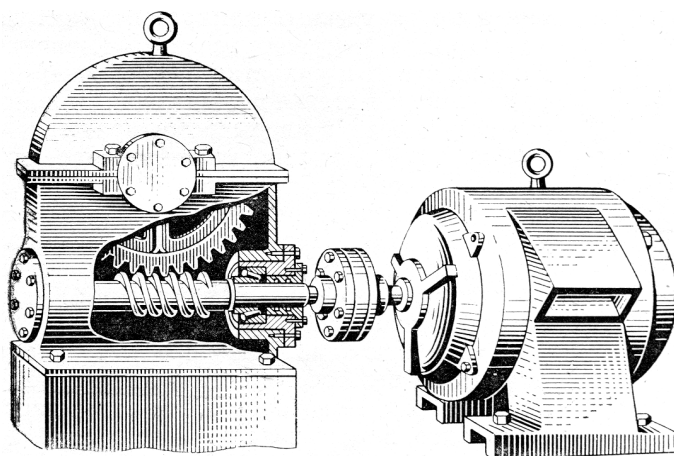




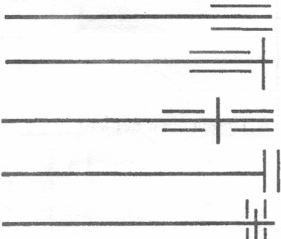
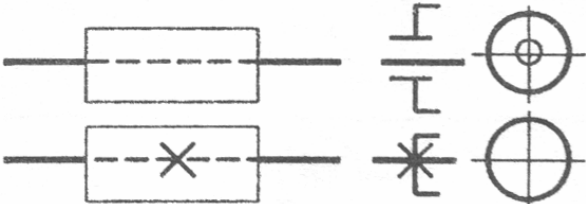
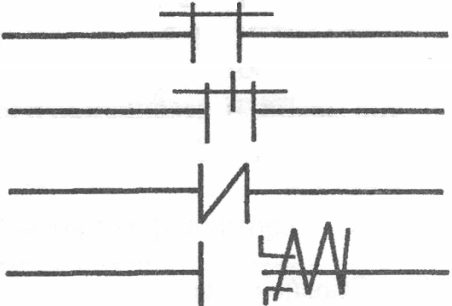
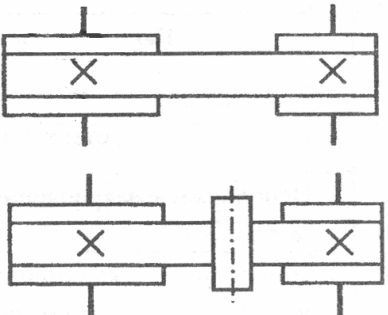
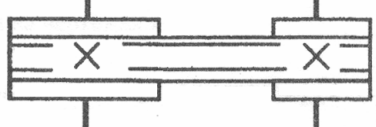
Рис. 2.1. Привод электродвигатель – червячный редуктор

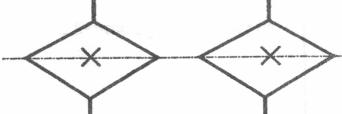
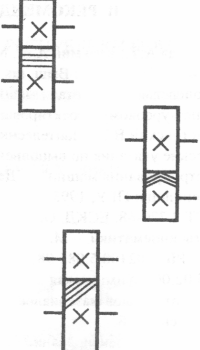
*Редуктором* называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Основное назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента на ведомом валу по сравнению с ведущим валом.

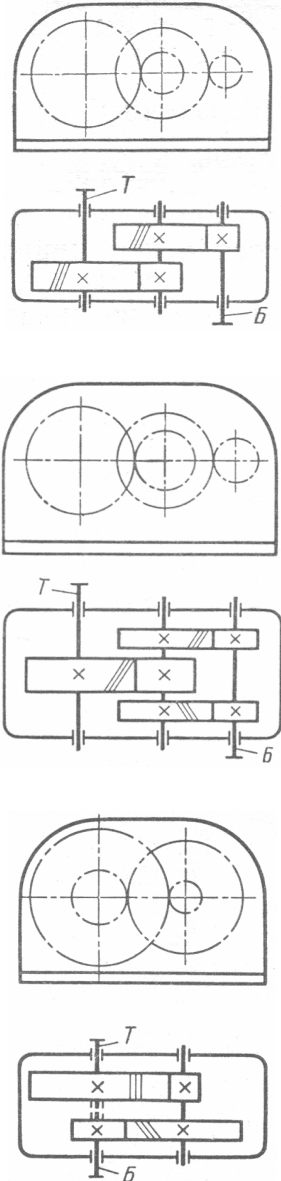
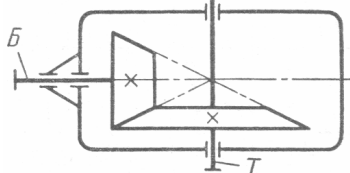
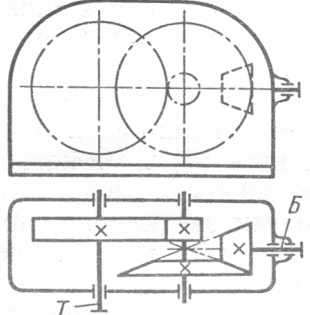
Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от ведущего (быстроходного вала) к ведомому (тихоходному валу) и положением зубчатых колес в пространстве. Основная энергетическая характеристика редуктора – допускаемый вращающий момент на его тихоходном валу при постоянной нагрузке.

При проектировании или при выборе привода необходимо руководствоваться эксплуатационными, технологическими и экономическими требованиями. Как правило, сначала выбирают и обосновывают кинематическую схему привода в зависимости от его назначения, условий работы и других факторов. Условное графическое обозначение элементов машин и механизмов в кинематических схемах приведено в табл. 2.1.

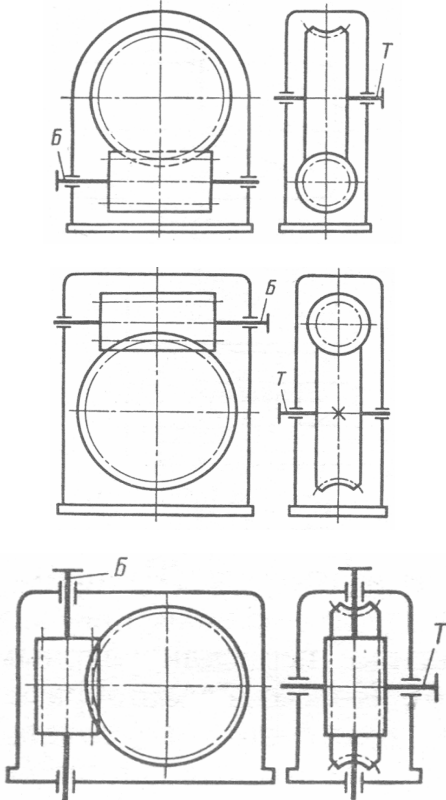
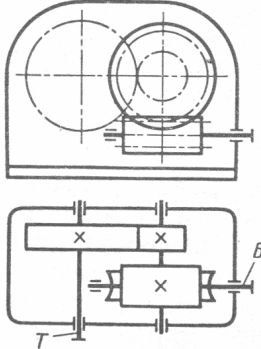
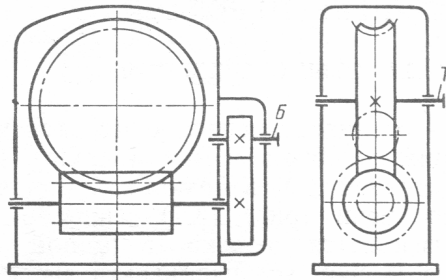
**Обозначение элементов машин, механизмов  
и редукторов в кинематических схемах**

Наименование	Обозначение
1	2
1. Вал, ось шатун, стержень и т.п.	
2. Неподвижное закрепление оси, пальца и т.п.	
3. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальный; б) радиально-упорный односторонний; в) радиально-упорный двухсторонний; г) упорный односторонний; д) упорный двухсторонний	
4. Соединение детали с валом: а) свободное при вращении; б) глухое	
5. Соединение двух валов: а) глухое; б) глухое с предохранением от перегрузки; в) эластичное; г) с предохранительной муфтой;	
6. Передачи плоским ремнем: а) открытые; б) открытые с натяжным роликом	
7. Передачи с клиновым ремнем	

1	2
8. Передачи с цепью	
9. Передачи зубчатые цилиндрические: а) с прямыми зубьями; б) с шевронными зубьями; в) с косыми зубьями	
10. Передачи зубчатые конические	
11. Передачи червячные с цилиндрическим червяком: а) с нижним расположением червяка; б) с боковым расположением червяка; в) с верхним расположением червяка	
12. Электродвигатель	
13. Редуктор цилиндрический одноступенчатый: а) горизонтальный; б) вертикальный	

1	2
<p>14. Редуктор цилиндрический двухступенчатый:</p> <p>а) по развернутой схеме;</p> <p>б) по раздвоенной схеме;</p> <p>в) соосный</p>	
<p>15. Редуктор конический одноступенчатый</p>	
<p>16. Редуктор коническо-цилиндрический</p>	



1	2
<p>17. Редуктор червячный</p> <p>а) с нижним расположением червяка;</p> <p>б) с верхним расположением червяка;</p> <p>в) с боковым расположением червяка</p>	
<p>18. Редуктор червячно-цилиндрический двухступенчатый</p>	
<p>19. Редуктор цилиндрический червячный двухступенчатый</p>	

Пример кинематической схемы привода представлен на рис. 2.2.

Кинематическую схему целесообразно разрабатывать в следующей последовательности:

- составить расчетную схему, включающую в себя основные элементы привода;

- выбрать двигатель;
- определить общее передаточное число;
- выбрать передачи и распределить между ними общее передаточное число.

Если кинематическая схема привода определена в ходе компоновки машины, то ее дальнейшая разработка сводится к выбору двигателя, определению общего передаточного числа и разбивке его по ступеням.

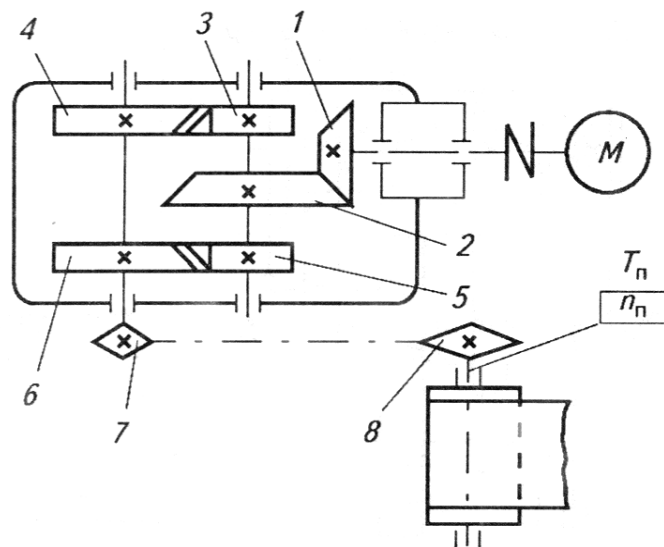


Рис. 2.2. Кинематическая схема привода, состоящего из электродвигателя, коническо-цилиндрического редуктора и цепной передачи: 1 – коническая шестерня; 2 – коническое колесо; 3, 5 – цилиндрические шестерни; 4, 6 – цилиндрические колеса; 7, 8 – звездочки цепной передачи;  $M$  – электродвигатель

## 2.1. Основные характеристики асинхронных электродвигателей

Условия эксплуатации машин и аппаратов химических производств характеризуются повышенной влажностью, наличием агрессивной среды, различными режимами нагрузки и продолжительностью работы. В этих условиях наиболее широко применяют трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии 4А и АИ. Их преимущества по сравнению с двигателями других типов – простота конструкции и обслуживания, высокая эксплуатационная надежность и сравнительно низкая стоимость.

Промышленность выпускает асинхронные электродвигатели серии 4А мощностью 0,12...400 кВт. Кроме основного исполнения существуют модификации этих двигателей, различающиеся по конструкции, условиям

окружающей среды и специализации. По степени защиты двигатели изготавливают двух исполнений: закрытые обдуваемые и защищенные. Первые надежнее и удобнее в эксплуатации.

Технические характеристики двигателей серии АИ (АИР, АИС) аналогичны характеристикам двигателей серии 4А.

Структуру условного обозначения электродвигателей серии 4А можно представить в виде последовательности следующих блоков:

- 1 – серия двигателя 4А: 4 – номер серии, А – вид двигателя (асинхронный);
- 2 – исполнение двигателя по степени защиты от окружающей среды: Н – защищенное, отсутствие буквы – закрытое обдуваемое;
- 3 – исполнение двигателя по материалу станины и щитов: А – станина и щиты из алюминия, Ч – станина и щиты из чугуна и алюминия в любом их сочетании, отсутствие буквы – станина и щиты из чугуна или стали;
- 4 – модификация двигателя: Р – с повышенным пусковым моментом, С – с повышенным скольжением, К – с фазным ротором, В – встраиваемые, Э – экскаваторные, У – однофазные с пусковым конденсатором, Т – то же, с пусковым резистором, УТ – то же, с пусковым и рабочим конденсатором, П – продуваемые;
- 5 – расстояние от оси вала до опорной поверхности лап по ГОСТ 13257-73: 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 132, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355 мм;
- 6 – установочный размер по длине станины: S – короткая станина, M – средняя станина, L – длинная станина;
- 7 – длина сердечника статора: А – короткий сердечник, В – длинный сердечник;
- 8 – число полюсов по ГОСТ10863-73: 2, 4, 6, 8, 10, 12, 4/2, 6/2, 8/6, 12/6, 8/6/4, 12/8/6/4;
- 9 – специальное исполнение электродвигателя: Н – малошумный, Х – химостойкий, РЗ – мотор-редуктор, С – сельскохозяйственный, ТЭ – для электроталей, В – со встроенными терморезисторами, М – влагоморозостойкий;
- 10 – климатическое исполнение по ГОСТ 15150-69: У – для умеренного климата, ХЛ – для холодного климата, Т – для тропического климата, О – общеклиматическое, М – морское;
- 11 – категория размещения: 1, 2, 3, 4, 5.

Пример условного обозначения электродвигателя 4А100L4УЗ: *трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором единой серии 4, закрытого обдуваемого исполнения; расстояние от оси вала до опорной поверхности лап двигателя 100 мм, установочный размер по длине станины L (длинная станина), число полюсов 4, область применения – зоны с умеренным климатом (буквы УЗ).*

Электродвигатели характеризуются номинальной мощностью  $P$ , при которой они могут работать длительное время, не нагреваясь свыше допустимой температуры, и номинальной частотой вращения ротора  $n$ .

## 2.2. Методика выбора электродвигателя для механического привода

Исходными данными, необходимыми для расчета механического привода, а следовательно, и для подбора электродвигателя чаще всего служат номинальный вращающий момент на приводном валу  $T_n$  (Н·м) и частота вращения  $n_n$  (мин<sup>-1</sup>) или угловая скорость  $\omega_n$  ( $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ) этого вала.

Требуемую (расчетную) мощность электродвигателя, Вт, определяют по формуле

$$P_{mp} = \frac{T_n \omega_n}{\eta_{\Sigma}}. \quad (2.1)$$

Угловая скорость приводного вала

$$\omega_n = \frac{\pi n_n}{30}. \quad (2.2)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) всего привода равен произведению КПД последовательно включенных передач  $\eta_{nep}$ , подшипниковых пар валов  $\eta_{mn}$  и муфт  $\eta_m$ .

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{nep} \cdot \eta_{mn}^m \cdot \eta_m, \quad (2.3)$$

где  $m$  – число пар подшипников.

Значения КПД механических передач, подшипников и муфт представлены в табл. 2.2.

Номинальная мощность выбираемого двигателя должна удовлетворять условию  $P_{дв} \geq P_{mp}$ . Однако в связи с тем, что нагрузка в действительности колеблется, требуемая мощность может превышать номинальную на 5 %.

Разные двигатели могут иметь одинаковую номинальную мощность при различных частотах вращения. Промышленность выпускает электродвигатели с числом полюсов, преимущественно, 2, 4, 6 и 8, чему соответствуют синхронные частоты вращения ( $n_c$ ) 3000, 1500, 1000 и 750 мин<sup>-1</sup>. Чем больше число пар полюсов, тем меньше частота вращения вала электродвигателя и больше его размеры, масса и стоимость. В то же время применение высокооборотных электродвигателей приводит к увеличению передаточного числа, а следовательно, и стоимости привода. Поэтому следует рассматривать несколько вариантов и выбрать оптимальный, соответствующий конкретным условиям эксплуатации.

При кинематическом расчете привода надо использовать асинхронную частоту вращения вала ротора, которая на 2...8 % меньше синхронной. Различие между синхронной и асинхронной частотами вращения вала ротора вызвано наличием скольжения, которое зависит от загрузки двигателя.

Значения КПД механических передач, подшипниковых пар и муфт

Типы передач, подшипников и муфт	Диапазон значений $\eta$ элементов привода	
	закрытые (расположен- ные в масляной ванне)	открытые
Зубчатая цилиндрическая передача	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчатая коническая передача	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная передача при следующем числе заходов червяка:		
• $z_1 = 1$	0,65...0,70	0,45...0,55
• $z_1 = 2$	0,70...0,75	0,55...0,65
• $z_1 = 3$	0,80...0,85	-
• $z_1 = 4$	0,85...0,90	-
Цепная передача	0,95...0,98	0,94...0,95
Фрикционная передача	0,90...0,94	0,70...0,85
Передача винт - гайка скольжения	0,50...0,70	0,20...0,40
Передача винт – гайка качения	0,80...0,95	-
Ременная передача с плоским ремнем	-	0,93...0,98
Ременная передача с клиновым ремнем	-	0,92...0,97
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995	-
Подшипники скольжения (одна пара)	0,96...0,98	-
Муфта соединительная	-	0,98...0,99

Выбрав электродвигатель, необходимо выписать параметры двигателя (мощность и частоту вращения) и его установочные и габаритные размеры. При необходимости дальнейшей регулировки положения электродвигателя в приводе подобрать салазки и крепежные болты. Причем сначала по отверстию в лапе электродвигателя  $d_{10}$  (рис. 2.3) подобрать крепежный болт, а затем по ширине паза  $a$  (рис. 2.4) выбрать салазки.

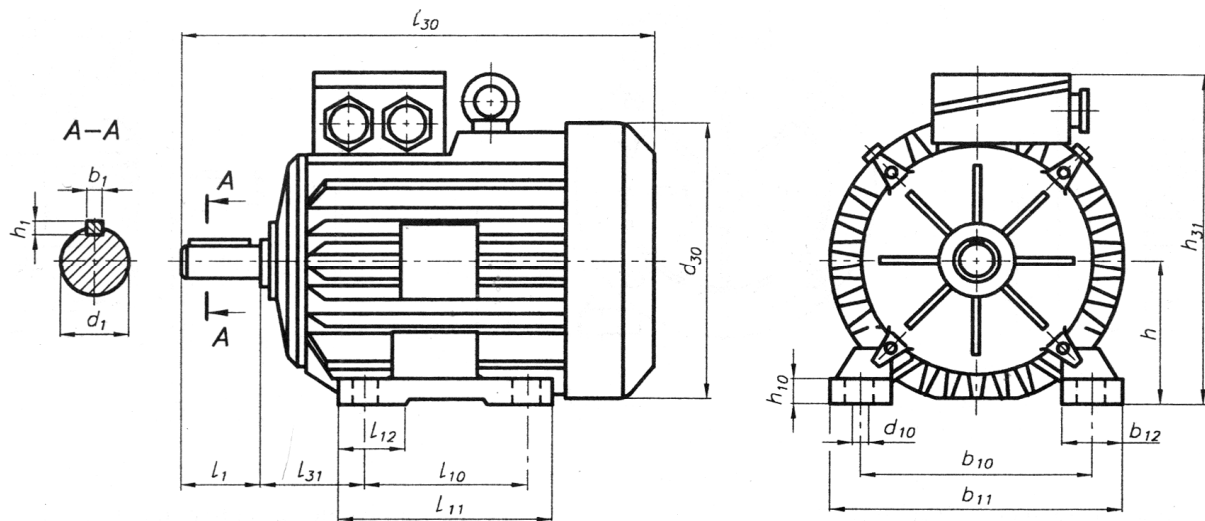


Рис. 2.3. Размеры асинхронных двигателей на лапах

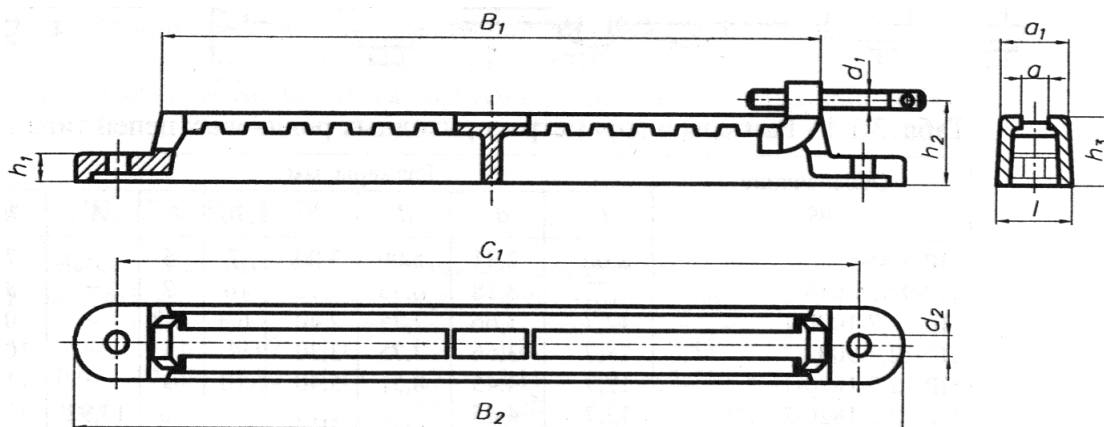


Рис. 2.4. Размеры салазок

### 2.3. Определение общего передаточного числа привода и обоснование выбора типа передач

Общее передаточное число привода

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_n}, \quad (2.4)$$

где  $n_{\text{дв}}$  – асинхронная частота вращения электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_n$  – частота вращения приводного вала машины,  $\text{мин}^{-1}$ .

При большом значении общего передаточного числа привода его целесообразно реализовать посредством нескольких передач. При этом общее передаточное число равно произведению передаточных чисел последовательно присоединенных передач (ступеней):

$$u_{\Sigma} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_i. \quad (2.5)$$

В приводах машин и аппаратов химических производств широко используют различные ременные, цепные, фрикционные, зубчатые и червячные передачи и передачи винт-гайка. Передачи выбирают в зависимости от предъявляемых к ним требований, передаточного числа, передаваемой мощности и предполагаемого межосевого расстояния. При выборе типа передачи необходимо учитывать ее кинематические параметры, КПД, габаритные размеры, массу, требования к технологии изготовления, экономические показатели.

При выборе типа передач для привода следует учитывать, что передачи с гибкой связью (ременные и цепные) нецелесообразно применять, если межосевое расстояние не определяется условиями компоновки. Габаритные размеры передач с гибкой связью больше чем у зубчатых и чер-

вячных передач, а оптимальное значение передаточного числа не превышает 4. Ременные передачи целесообразны тогда, когда заданы большие межосевые расстояния и не предъявляются жесткие требования взаимного расположения ведущего и ведомого валов. Замена зубчатых передач цепными передачами эффективна, если от одного ведущего вала необходимо привести в движение несколько параллельно расположенных валов, находящихся на значительных расстояниях.

По сравнению с зубчатыми передачами у червячных передач имеются следующие недостатки: низкий КПД, повышенный износ, более высокая стоимость, значительные эксплуатационные расходы. Потери на трение в червячных передачах в 3...4 раза превышают потери в заменяющих их двухступенчатых зубчатых передачах. Поэтому червячные передачи применяют тогда, когда это необходимо по условиям компоновки, при повышенных требованиях к плавности и бесшумности, а также при использовании эффекта самоторможения.

Наибольшей компактностью обладают планетарные, волновые и эксцентрикковые передачи. Однако они требуют высокой точности изготовления, их сборка и техническое обслуживание более сложны.

#### **2.4. Методика выбора оптимального значения передаточных чисел механических передач**

Разбивку общего передаточного числа привода по ступеням с учетом кинематических возможностей передач рекомендуется выполнять согласно данным табл. 2.3.

Таблица 2.3

**Рекомендуемый диапазон значений передаточных чисел  $i$  механических понижающих передач**

Тип передачи	$i$
Зубчатая закрытая цилиндрическая передача	3...6
Зубчатая закрытая коническая передача	2...3
Зубчатая открытая передача	3...7
Червячная закрытая передача	10...80
Червячная открытая передача	40...80
Фрикционная передача	2...4
Цепная передача	2...3
Плоскоременная передача	2...3
Клиноременная передача	2...3

Значения передаточных чисел  $u$  механических передач необходимо выбирать из следующих рядов, представленных в табл. 2.4.

Таблица 2.4

**Значения передаточных чисел  $u$  механических передач**

Тип передачи	Ряд значений $u$
Зубчатая передача ГОСТ 2185-66	Ряд 1: 1,00; 1,25; 1,6; 2,00; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10
	Ряд 2: 1,12; 1,40; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0
Червячная передача ГОСТ 2144-76	Ряд 1: 8;10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
	Ряд 2: 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71
Ременная передача (плоским и клиновым ремнем)	1,00; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,00; 2,24; 2,5; 2,8; 3,00; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3
Цепная передача	1,0; 1,6; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0

При выборе передаточных чисел зубчатых и червячных передач следует иметь в виду, что значения первого ряда предпочтительны.

От распределения общего передаточного числа по ступеням в значительной степени зависят масса, габаритные размеры и условия эксплуатации.

Ступени механического привода подразделяют на быстроходную и тихоходную. Ведущим валом быстроходной ступени привода является непосредственно вал электродвигателя, а ведомый вал быстроходной ступени является ведущим тихоходной ступени привода. Если привод состоит, например, из электродвигателя, ременной передачи и одноступенчатого редуктора, то быстроходной ступенью будет ременная передача, а тихоходной – редуктор. В этом случае, при распределении передаточного числа по ступеням, рекомендуется на быстроходную ступень (в данном примере – ременная передача) выделять максимально возможное рекомендуемое передаточное число, а оставшуюся часть – на тихоходную (в данном примере – на одноступенчатый редуктор). В случае если вместо одноступенчатого редуктора используется двухступенчатый редуктор, то оставшуюся часть общего передаточного числа привода, относящуюся к редуктору, следует разбить еще на две ступени – быстроходную и тихоходную ступени редуктора, при этом для цилиндрических двухступенчатых редукторов соотношение между передаточными числами ступеней рекомендуется следующее:  $u_T = 0,88\sqrt{u_P}$ ;  $u_B = \frac{u_P}{u_T}$ ; в коническо-цилиндрическом редукторе –

$$u_B = (0,9...0,95)\sqrt{u_P}; \quad u_T = \frac{u_P}{u_B}.$$



Зубчато-червячные редукторы применяют при передаточных числах  $u_{P_{\max}} = 150$  и из условия оптимальной компоновки редуктора  $u_B = 2 \dots 2,5$  (быстроходной является зубчатая цилиндрическая передача). Червячно-зубчатые редукторы применяются при передаточных числах  $u_{P_{\max}} \leq 250$ , при этом передаточное число тихоходной цилиндрической зубчатой ступени  $u_T \leq 4$ .

В двухступенчатых червячных редукторах при общих передаточных числах  $u_P \leq 2500$  распределение общего передаточного числа по ступеням приблизительно одинаковое:  $u_B = u_T = \sqrt{u_P}$ .

## **2.5. Определение кинематических и силовых параметров привода**

В процессе кинематического расчета определяют частоту вращения элементов привода, начиная от вала электродвигателя:

$$n_1 = n_{\text{дв}}; \quad n_2 = \frac{n_1}{u_1}; \quad n_3 = \frac{n_2}{u_2}.$$

В процессе силового расчета привода определяют мощности  $P_i$ , передаваемые валами и вращающие моменты  $T_i$  на всех элементах привода:

$$P_1 = P_{\text{дв}}; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_{\text{мн}}; \quad P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{мн}} \text{ и т.д.}$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ и т.д.}$$

Полученные значения частот вращения, мощностей и вращающих моментов всех элементов привода используют при прочностном расчете механических передач.

# МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ И РЕДУКТОРЫ

## Тема 3. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

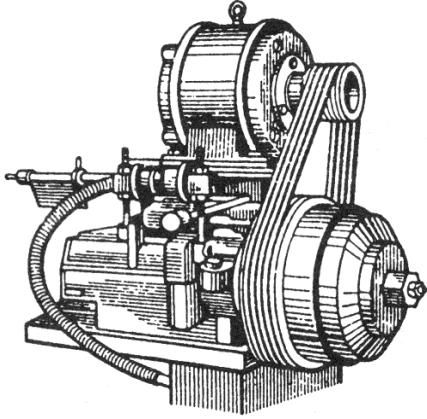


Рис. 3.1. Механизм с клиноременной передачей

Ременные передачи широко применяют для передачи вращательного движения от электродвигателей к различным агрегатам (рис. 3.1), а также для передачи мощности на сравнительно большие расстояния.

*Ременная передача* – это механическая передача с гибкой связью. Она состоит из ведущего и ведомого шкивов, надетого на них ремня, натяжного устройства и ограждения. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем [23]. Благодаря гибкости и возможностью закручивания ремня, движение может передаваться не только между параллельными валами, вращающимися в одну сторону, но и между параллельными валами с вращением их в противоположные стороны, а также между перекрещивающимися валами (рис. 3.2).

даваться не только между параллельными валами, вращающимися в одну сторону, но и между параллельными валами с вращением их в противоположные стороны, а также между перекрещивающимися валами (рис. 3.2).

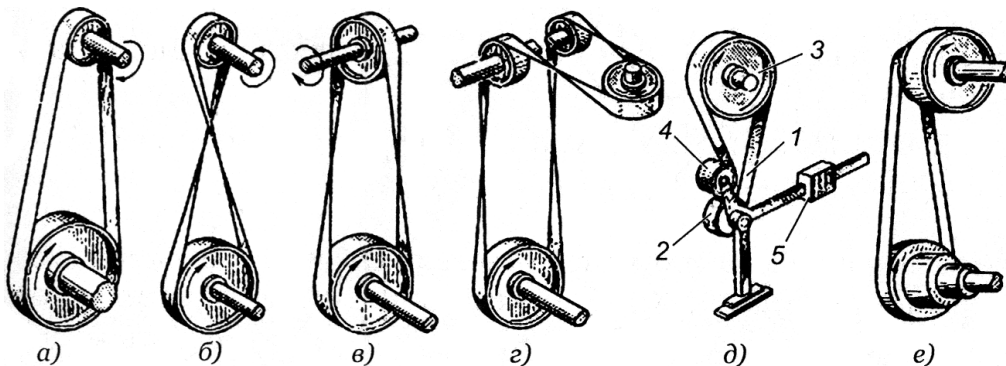


Рис. 3.2. Виды ременных передач: *a* – открытая передача; *б* – перекрестная передача; *в* – полуперекрестная передача (со скрещивающимися валами); *г* – угловая передача (с направляющим роликом); *д* – передача с нажимным роликом; *е* – передача со ступенчатым шкивом

В качестве гибкой связи применяют плоские, клиновые, поликлиновые, круглые и квадратные ремни (рис. 3.3).

Передача зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличается от ременных передач трением.

Плоские ремни выпускают конечными в виде длинных лент, концы которых сшиваются или соединяются металлическими скобами, а клиновые, поликлиновые, круглые и квадратные – бесконечно замкнутыми.

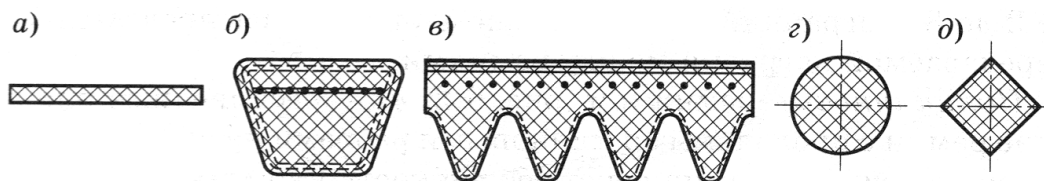


Рис. 3.3. Сечения ремней: *a* – плоский ремень; *б* – клиновой; *в* – поликлиновой; *г* – круглый; *д* – квадратный

#### *Достоинства* ременных передач:

- возможность передачи движения на сравнительно большие расстояния;
- плавность хода и бесшумность работы;
- защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня;
- возможность работы с большими угловыми скоростями;
- отсутствие смазочной системы;
- простота конструкции;
- сравнительно не высокая стоимость.

#### *Недостатки*:

- сравнительно большие габаритные размеры;
- значительные силы, действующие на валы и опоры;
- непостоянство передаточного числа вследствие проскальзывания ремней;
- вытягивание ремней, их недолговечность;
- необходимость постоянного ухода (защита ремня от попадания масла, установка и натяжение ремней, перешивка и замена при обрыве и т.п.);
- необходимость натяжного устройства.

Передаваемая мощность  $P$  обычно до 50 кВт при скорости ремня до 40...50 м/с. Ограничение мощности и скорости вызвано сравнительно большими габаритами передачи. Ременные передачи применяются в основном для быстроходной ступени механического привода.

Клиноременные передачи рекомендуются при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах и вертикальном расположении осей валов, а также при передаче вращения несколькими шкивами (в приводе аппарата воздушного охлаждения установки гидрокрекинга). Плоскоременные передачи применяют сравнительно редко. Круглоремные передачи используются в маломощных устройствах в приборостроении и бытовой технике. При необходимости обеспечения постоянства передаточного числа и повышенной тяговой способности рекомендуются зубчато-ременные передачи.

### 3.1. Материалы и конструкции приводных ремней и шкивов

Приводные ремни должны обладать высокой прочностью при действии переменных нагрузок, износостойкостью, долговечностью и надежностью сцепления со шкивами [21, 22]. Основные типы приводных ремней – плоские, клиновые и поликлиновые.

**Плоские ремни.** В поперечном сечении представляют собой прямоугольник, ширина которого значительно превосходит толщину (рис. 3.3, а). В соответствии с ГОСТ 23831-79 (в ред. 2002 г.) ремни состоят из тканевого каркаса нарезной конструкции и имеют резиновые прослойки между прокладками. Каркас ремней изготавливают из тканей с основой и утком из комбинированных нитей (нити из комбинации полиэфирного и хлопчатобумажного волокна) и тканей с основой и утком из синтетических нитей. Прочность обеспечивается специальными слоями корда, а повышенный коэффициент трения – пропиткой или обкладками. Несущие слои, расположенные по центру тяжести сечения, имеют высокий модуль упругости.

Резинотканевые ремни изготавливают трех типов: *А*, *Б* и *В*. Ремни типа *А* применяются наиболее часто, скорость ремней до 30 м/с. Для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с применяются послойно завернутые ремни типа *Б*. Спирально завернутые ремни типа *В* применяют при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с. Прорезиненные ремни всех типов применяются для нормальных условий работы и для работы в сырых помещениях, а также в среде, насыщенной парами кислот и щелочей.

Синтетические тканевые ремни изготавливают из капроновой или нейлоновой ткани и применяются в приводах быстроходных передач.

Хлопчатобумажные ремни пропитываются азокеритом и битумом.

Шерстяные ремни изготавливают из шерстяной пряжи, переплетенной и прошитой хлопчатобумажной пряжей, пропитанной составом из олифы, мела и железного сурика; находят применение в химической промышленности.

Пример условного обозначения ремня:

*Ремень 25-3-ТА-150-1,0-В ГОСТ 23831-79 – ремень приводной плоский резинотканевый, ширина 25 мм, трехслойный, из ткани марки ТА-150 с односторонней обкладкой толщиной 1,0 мм, из резины группы В.*

**Шкив плоскоременной передачи** имеет обод с гладкой рабочей поверхностью, непосредственно несущей ремень, ступицу, сажаемую на вал и диск или спицы, соединяющие обод со ступицей (рис. 3.4).

Для предупреждения сползания ремня рабочую поверхность одного из шкивов, преимущественно большего, делают либо выпуклой, либо с двухсторонней конусностью. Шкивы малых диаметров до 300...350 мм вы-

полняют с дисками сплошными или с отверстиями (рис. 3.4, а), а шкивы больших диаметров – со спицами (рис. 3.4, б). Спицы обычно имеют эллиптическое сечение, вытянутое в плоскости вращения, и переменное по длине.

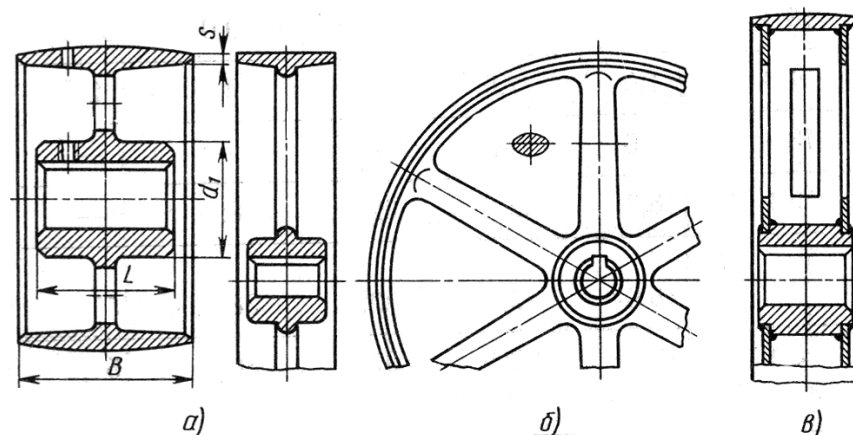


Рис. 3.4. Шкивы для плоских ремней:

а – с отверстиями в диске; б – со спицами; в – стальные сварные

Шкивы изготавливают:

- чугунами литыми из СЧ10 и СЧ15 при скорости ремня до 30 м/с;
- стальными сварными или литыми из сталей 15, 25Л и других при скорости ремня до 60 м/с;
- литыми из легких сплавов при скорости ремня до 100 м/с;
- неметаллическими и пластмассовыми для уменьшения веса и повышения коэффициента трения между ремнем и шкивами (обычно не большего диаметра).

Пример условного обозначения шкива:

*Шкив 21.40-16-12 ГОСТ 17383-73 – шкив для плоского приводного ремня с цилиндрической рабочей поверхностью, с цилиндрическим отверстием, диаметр обода 40 мм, ширина 16 мм, диаметр посадочного отверстия 12 мм.*

**Клиновые ремни** – это бесконечные ремни трапецевидного сечения с боковыми рабочими сторонами и углом клина прямолинейного участка ремня  $\varphi_0 = 40^\circ$ , работающие на шкивах с канавками соответствующего профиля (рис. 3.3, б). Благодаря клиновому действию указанные ремни отличаются повышенными силами сцепления со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью. Недостатком ремней является их сравнительно большая высота, что приводит к неравномерному распределению нормальных давлений в зоне контакта ремня со шкивами и значительной деформации сечения при изгибе ремня на шкивах.

Клиновой ремень состоит из следующих частей:

- корда, представляющего собой основной несущий слой, расположенный примерно по центру тяжести сечения, выполненный либо из одного слоя кордшнура (*кордшнуровый ремень*, рис. 3.5, б), намотанного по винтовой линии, либо в виде нескольких слоев кордткани (*кордтканевый ремень*, рис. 3.5, а) с основой из крученых шнуров;
- резиновых слоев, расположенных над и под несущим слоем, условно называемых слоями растяжения и сжатия;
- обертки ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани, намотанной диагонально.

На рисунке 3.5 представлены конструкции клиновых и поликлиновых ремней (см. рис. 3.5, в).

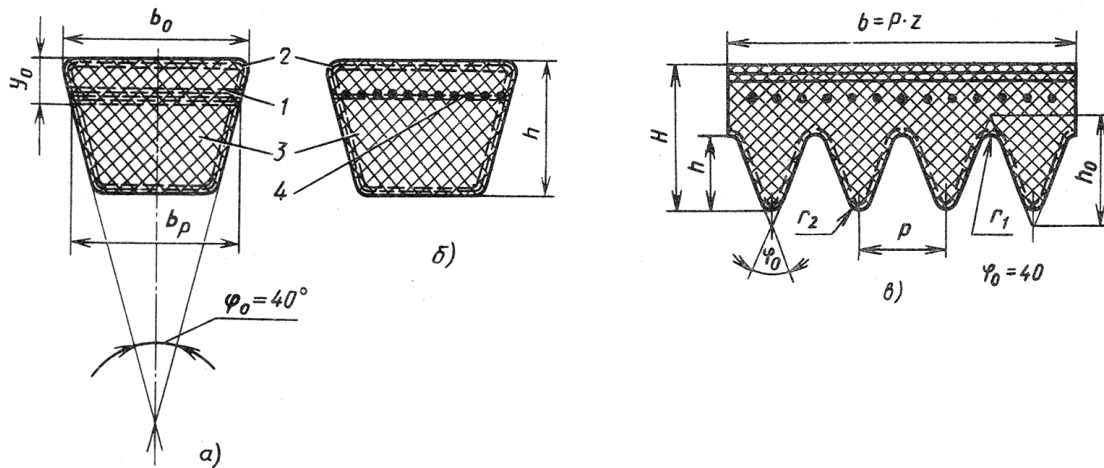


Рис. 3.5. Конструкции и основные размеры клиновых и поликлиновых ремней:  
1 – слой кордткани; 2 – обертка; 3 – резина; 4 – кордшнур

Кордтканевые ремни применимы при стесненных габаритах передачи, а кордшнуровые, как более гибкие и долговечные, применяют для передач, работающих в более напряженных условиях при малых диаметрах шкивов. Для увеличения эластичности применяют ремни с гофрами на внутренней поверхности, а иногда, и на внутренней и наружной поверхностях.

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов). Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости, передают большую в 1,5...2,0 раза мощность по сравнению с ремнями нормального сечения, и в настоящее время они вытесняют ремни нормального сечения.

Клиновые резино-тканевые приводные ремни выпускают семи разновидностей нормального сечения, отличающихся размерами: Z(O), A, B(B), C(B), D(G), E(D), EO(O). Клиновые узкие ремни имеют следующее

обозначение: УО, УА, УБ и УВ. Ремни Z(O) применяют для передаваемой мощности до 2 кВт, а сечение EO(E) – свыше 200 кВт.

В клиноременной передаче может быть один ремень или комплект ремней. Комплектом считают два и более ремня, предназначенных для одновременной работы в многоручьеваой передаче. Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 (рекомендуется  $\leq 6$ ) и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями. При выходе из строя одного ремня снимают весь комплект; использование новых ремней с ремнями, бывшими в употреблении, недопустимо.

Пример условного обозначения ремня:

*Ремень А-630Т ГОСТ 1284-80 – ремень приводной клиновой сечения А, расчетная длина 630 мм, кордтканевый (Т), климатического исполнения У (не указывается).*

**Шкивы клиноременных передач.** В отличие от шкивов плоскоременных передач рабочей поверхностью клиноременных шкивов являются боковые стороны клиновых канавок, рис. 3.6, а, число и размеры которых зависят от выбранного расчетом сечения ремней. Размеры и углы профиля канавок, толщину обода шкива принимают по ГОСТ 20889-88. Шкивы должны быть хорошо сбалансированы.

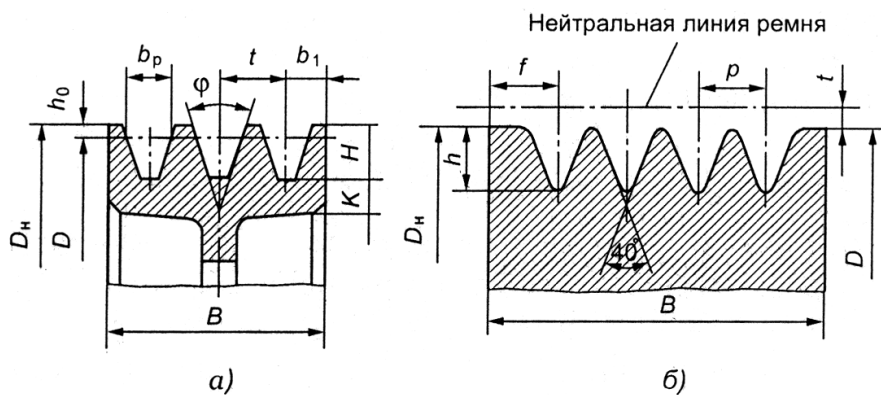


Рис. 3.6. Конструкции шкивов клиновых и поликлиновых передач:  
а – шкив клиновой передачи с тремя ремнями; б – шкив поликлиновой передачи

Шкивы изготавливают литыми, сварными или штампованными из чугуна СЧ15 (при скорости ремня не более 30 м/с), модифицированного чугуна и стали 25Л (при скорости ремня не более 45 м/с), алюминиевых сплавов (при скорости ремня до 80 м/с) из легированной стали.

Пример условного обозначения шкива:

*Шкив А2.100.22Ц СЧ18 ГОСТ 20899-75 – шкив для клинового приводного ремня сечения А, число канавок 2, расчетный диаметр 100 мм, по-*

содочное отверстие диаметром 22 мм, цилиндрическое (Ц), из чугуна марки СЧ18, монолитный с выступающей ступицей.

**Поликлиновые ремни** – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности (рис. 3.3, в и 3.5, в). Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней. Несущий слой ремней выполняют в виде кордшнура из химических волокон. Стандартом предусмотрено три сечения поликлиновых ремней:  $K(L)$ ,  $L(L)$ ,  $M$ .

Передачи с поликлиновыми ремнями имеют меньшие габариты, чем другие ременные передачи, работают со скоростями до 40 м/с. Рекомендуемое число ребер – от 2 до 20. При одинаковой передаваемой мощности ширина поликлиновых ремней в 1,5...2 раза меньше ширины клиновых ремней.

Конструкция шкива поликлиновой передачи представлена на рис. 3.6, б. Особенности конструкции шкива поликлиновой передачи связаны с конструкцией поликлинового ремня.

Круглые ремни (кожаные, капроновые, резиновые и др.) и ремни квадратного сечения (рис. 3.3, г и д) используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике (настольные станки, швейные машины, миксеры, магнитофоны и т.д.).

Ременные передачи с зубчатыми ремнями способны передавать большие мощности и окружную скорость при постоянном передаточном числе без проскальзывания.

### 3.2. Основные геометрические зависимости в ременных передачах

Основными геометрическими параметрами ременных передач являются диаметры  $D_1$  и  $D_2$  ведущего и ведомого шкивов соответственно;  $a$  – межосевое расстояние;  $L$  – длина ремня;  $\alpha$  – угол обхвата ремнем соответствующего шкива;  $\beta$  – угол между ветвями ремня (рис. 3.7).

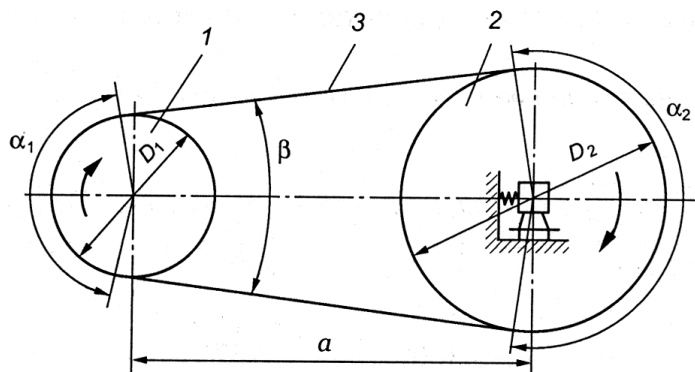


Рис. 3.7. Основные геометрические параметры ременных передач:

1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень



Углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , соответствующие дугам, по которым происходит полное касание ремня и обода шкива, называют углами обхвата.

**Диаметры шкивов.** Если позволяют габариты, диаметры шкивов следует выбирать возможно большими, т.к. это повышает долговечность, КПД и тяговую способность передачи. Для передач с плоским ремнем *минимальный диаметр меньшего (ведущего) шкива*  $D_1$  предварительно находят по эмпирической формуле М.А. Саверина

$$D_1 = (1100 \dots 1350) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (3.1)$$

где  $P_1$  – передаваемая мощность, кВт;  $n_1$  – частота вращения меньшего шкива, об/мин, или

$$D_1 = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}, \quad (3.2)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость ведущего вала, рад/с.

*Диаметр ведомого шкива*

$$D_2 = u D_1 (1 - \xi), \quad (3.3)$$

где  $u$  – передаточное число;  $\xi$  – коэффициент относительного скольжения, принимаемый в расчетах  $\xi = 0,01 \dots 0,02$ .

*Номинальные расчетные диаметры шкивов* передач с плоским, клиновым и поликлиновым ремнями должны соответствовать следующему ряду: 50, (53), 56, (60), 63, (67), 71, (75), 80, (85), 90, (95), 100, (106), 112, (118), 125, (132), 140, (150), 160, (170), 180, (190), 200, (212), 224, (236), 250, (265), 280, (300), 315, (335), 355, (375), 400, (425), 450, 475, 500, (530), 560, (600), (620), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000 мм и далее. Размеры, указанные в скобках, применяются в технически обоснованных случаях.

Расчетный диаметр меньшего шкива должен быть не менее величины, указанной в табл. 3.1.

*Ориентировочный диаметр меньшего шкива поликлиновой передачи*

$$D_1 \approx 300 \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}. \quad (3.4)$$

**Межосевое расстояние.** Определяется конструктивными требованиями к ременному приводу. Для нормальной работы *плоскоремennой передачи* должно выполняться условие

$$a_{\min} \geq (1,5 \dots 2)(D_1 + D_2). \quad (3.5)$$

**Расчетный диаметр меньшего шкива клиноременной передачи**

Обозначение сечения ремня	Расчетный диаметр меньшего шкива, мм
Z(O)	63(50)
A	90(75)
B(B)	125
C(B)	200
D(Г)	315
E(Д)	500
EO(E)	800

Коэффициент 1,5 принимают для передач синтетическими ремнями, а коэффициент 2 – для передач резинотканевыми ремнями.

Для клиноременных и поликлиновых передач

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h;$$

$$a_{\max} = (1,5...2)(D_1 + D_2), \quad (3.6)$$

где  $h$  – высота ремня.

**Длина ремня.** Требуемая длина ремня для открытой передачи при заданном межосевом расстоянии  $a$  и угле обхвата  $\alpha$

$$L = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (3.7)$$

При наличии сшивки длину ремня увеличивают на 100...400 мм. Для бесконечных ремней длину  $L$  окончательно согласовывают со стандартным значением.

**Угол обхвата ремнем меньшего шкива.** Вследствие вытяжки и провисания ремня при эксплуатации угол обхвата определяют приближенно:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ. \quad (3.8)$$

В формуле (3.8) выражение

$$\frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ = \beta, \quad (3.9)$$

где  $\beta$  – угол между ветвями ремня (для плоскоремной передачи  $\beta \leq 30^\circ$ ).

Значение угла  $\alpha_1$  зависит от тяговой способности передачи. Рекомендуется для плоскоремной передачи брать минимальный угол обхвата  $150^\circ$ , для клиноременной передачи –  $150^\circ$ .

Межосевое расстояние при окончательно выбранной длине ремня

$$a = \frac{L - \pi D_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi D_{cp})^2 - 8\Delta^2}, \quad (3.10)$$

где  $D_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ ;  $\Delta = \frac{D_2 - D_1}{2}$ .

### 3.3. Кинематика ременных передач

Окружные скорости (м/с) на шкивах, изображены на рис. 3.8, вычисляются по формулам:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60}, \quad (3.11)$$

где  $n_1, n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов,  $\text{мин}^{-1}$ .

Вследствие неизбежного скольжения окружная скорость на ведомом шкиве  $v_2$  меньше скорости  $v_1$  на ведущем:

$$v_2 = (1 - \xi)v_1, \quad (3.12)$$

где  $\xi$  – коэффициент упругого скольжения.

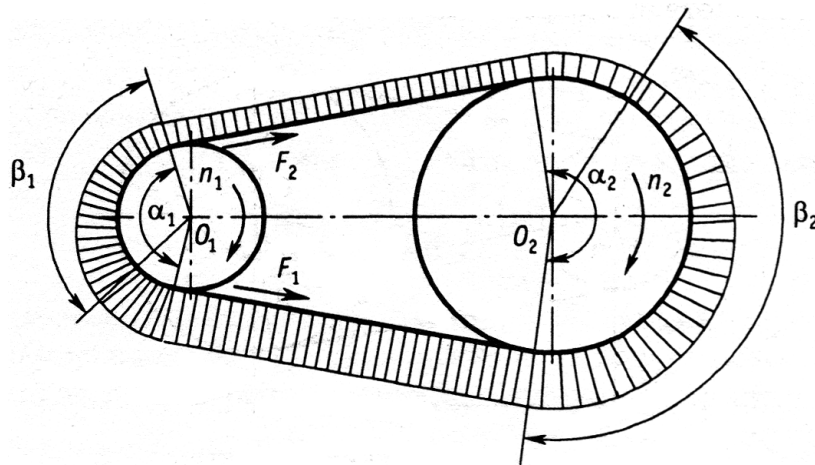


Рис. 3.8. Скольжение в ременной передаче

Упругое скольжение ремня возникает в результате разного натяжения ведущей и ведомой ветвей и является причиной непостоянства передаточного числа и снижения скорости ремня. Скольжение происходит не по всей дуге обхвата  $\alpha$ , а на ее части  $\beta$  (рис. 3.8), называемой дугой скольжения. Дуга скольжения всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Когда дуга скольжения достигает величины дуги обхвата, ремень будет скользить по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т.е. возникает буксование передачи. С увеличением нагрузки упругое скольжение растет.

Истинное передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)}. \quad (3.13)$$

При нормальных рабочих нагрузках в расчетах могут быть приняты следующие значения коэффициента упругого скольжения  $\xi$ : плоские ремни 0,01, клиновые кордтканевые 0,02 и кордшнуровые 0,01.

### 3.4. Силы и напряжения в ветвях ремня

*Силы в ветвях ремня.* Окружная сила на шкивах или передаваемая нагрузка ремня:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{D_1} K_F = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v_1} K_F, \quad (3.14)$$

где  $T_1$  – вращающий момент (Н·м) на ведущем шкиве диаметром  $D_1$ ;  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт;  $K_F$  – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, принимается равным 1,0...1,5.

*Начальное натяжение ремня*  $F_0$  выбирают по условию, при котором ремень мог бы передавать полезную нагрузку, сохраняя натяжение достаточно длительное время, не получая большой вытяжки, и имел бы удовлетворительную долговечность.

Из условия равновесия шкива относительно оси вращения имеем

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (3.15)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня под нагрузкой.

При работе передачи без учета центробежных сил геометрическая длина ремня остается неизменной, т.к. дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой. Сумма натяжений ветвей при передаче полезной нагрузки не меняется по сравнению с начальной:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (3.16)$$

Решая совместно уравнения (3.15) и (3.16), получаем

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (3.17)$$

Уравнения (3.17) устанавливают изменение натяжений  $F_1$  и  $F_2$  в зависимости от сил  $F_t$  и  $F_0$ . С ростом силы  $F_0$  несущая способность ременной передачи возрастает, однако срок службы уменьшается. Соотношения

сил натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня без учета центробежных сил определяют по уравнению Эйлера

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta}, \quad (3.18)$$

где  $e$  – основание натурального логарифма;  $f$  – коэффициент трения между ремнем и шкивом (для плоских резинотканевых ремней  $f \approx 0,35$ ; для клиновых ремней подставляется приведенный коэффициент трения  $f_1 \approx 3f$ );  $\beta$  – угол дуги упругого скольжения.

Очевидно, что отношение  $\frac{F_1}{F_2}$  в значительной степени зависит от коэффициента трения ремня на шкиве и угла  $\beta$ . Но эти величины в условиях эксплуатации могут принимать различные значения, поэтому силы натяжения ветвей обычно уточняют экспериментально. Обозначая  $q = e^{f\beta}$ , имеем

$$F_1 = F_t \frac{q}{q-1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{q-1}. \quad (3.19)$$

При огибании шкивов ремнем в нем возникает дополнительная сила натяжения от действия *центробежных сил*

$$F_v = \rho A v^2, \quad (3.20)$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня, кг/м<sup>3</sup>;  $A$  – площадь поперечного сечения ремня, м<sup>2</sup>;  $v$  – скорость ремня, м/с.

Сила  $F_v$  ослабляет полезное действие предварительного натяжения  $F_0$ . Она отбрасывает ремень от шкива и тем самым понижает тяговую способность передачи.

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники (рис. 3.9) силой  $F_g$ , действующей на вал шкива, определяемой из параллелограмма сил

$$F_g = 2F_0 z \cos \frac{\gamma}{2}, \quad (3.21)$$

где  $z$  – число ремней в комплекте.

Натяжение в ведущей и ведомой ветвях ремня при работе

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} + F_v; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} + F_v; \quad (3.22)$$

для холостого хода

$$F_1 = F_2 = F_0 + F_v. \quad (3.23)$$

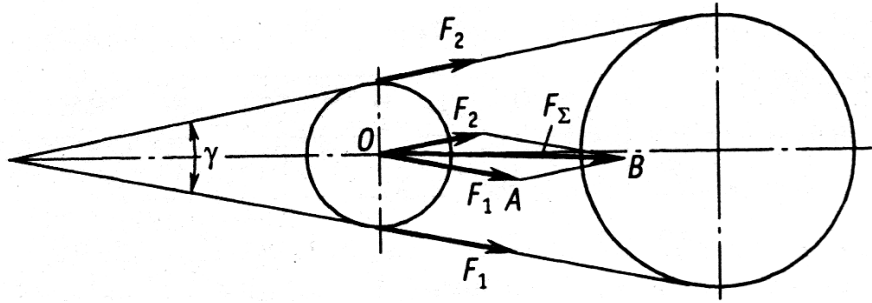


Рис. 3.9. Силы, действующие на вал передачи

На рисунке 3.8. показана диаграмма сил, возникающих в поперечных сечениях ремня при рабочем ходе.

**Напряжения в ремне.** Нормальное напряжение от окружной силы  $F_t$

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}. \quad (3.24)$$

Нормальное напряжение от силы предварительного натяжения ремня  $F_0$

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}. \quad (3.25)$$

Для плоских резинотканевых ремней принимают  $\sigma_0 = 1,8$  МПа для синтетических –  $\sigma_0 = 10$  МПа для клиновых стандартных ремней –  $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$  МПа. С увеличением  $\sigma_0$  снижается долговечность ремня.

Нормальные напряжения в ведущей и ведомой ветвях при рабочем ходе

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad \text{и} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}. \quad (3.26)$$

Нормальное напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A}. \quad (3.27)$$

При огибании ремнем шкива в последнем возникают *напряжения изгиба*, максимальное значение которых достигает на меньшем шкиве величины

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{D_1}, \quad (3.28)$$

где  $E$  – модуль упругости материала ремня;  $\delta$  – толщина ремня.

Максимальные суммарные напряжения возникают на дуге сцепления ремня с меньшим шкивом:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v. \quad (3.29)$$

Эпюра суммарных напряжений показана на рис. 3.10.

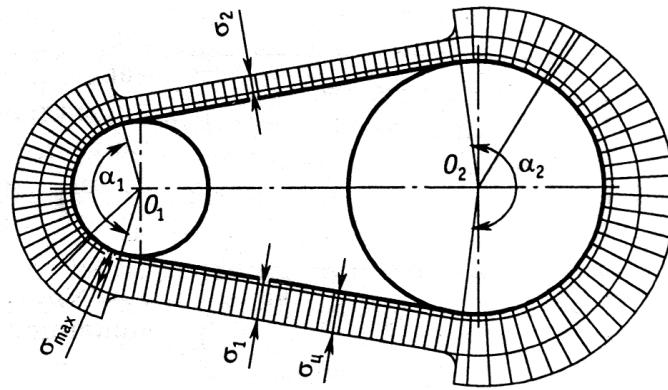


Рис. 3.10. Напряжения в ремне

**Допускаемые напряжения в ремне.** Допускаемое приведенное полезное напряжение в ремне, соответствующее коэффициенту тяги  $\varphi_k$

$$\sigma_{np} = 2\varphi_k \sigma_0. \quad (3.30)$$

Практически значение напряжения  $\sigma_{np}$  не постоянно и зависит от целого ряда факторов. При проектировании ременных передач используют *допускаемое полезное напряжение*  $[\sigma]_n$ , а не  $\sigma_{np}$ . Установлено, что

$$[\sigma]_n = \sigma_{np} C_\alpha C_p C_o C_v, \quad (3.31)$$

где  $C_\alpha, C_p, C_o, C_v$  – поправочные коэффициенты, учитывающие: влияние угла обхвата меньшего шкива ( $C_\alpha$ ); режим работы передачи ( $C_p$ ); вид передачи и расположение ее элементов ( $C_o$ ); ослабление сцепления ремня со шкивом под действием центробежной силы ( $C_v$ ).

### 3.5. Критерии работоспособности ременных передач

Основные критерии работоспособности ременных передач:

- тяговая способность;
- долговечность ремня.

**Тяговая способность** характеризует надежность сцепления ремня со шкивами. Расчет по тяговой способности является основным расчетом, обеспечивающим требуемую прочность ремней. Ее принято оценивать *коэффициентом тяги*  $\varphi$ , показывающим, какая часть предварительного натяжения ремня полезно используется для передачи нагрузки:

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (3.32)$$

Тяговая способность характеризуется *кривыми скольжения*, устанавливающими зависимость упругого скольжения  $\xi$  и КПД передачи  $\eta$  от полезной нагрузки, выраженной через коэффициент тяги (рис. 3.11).

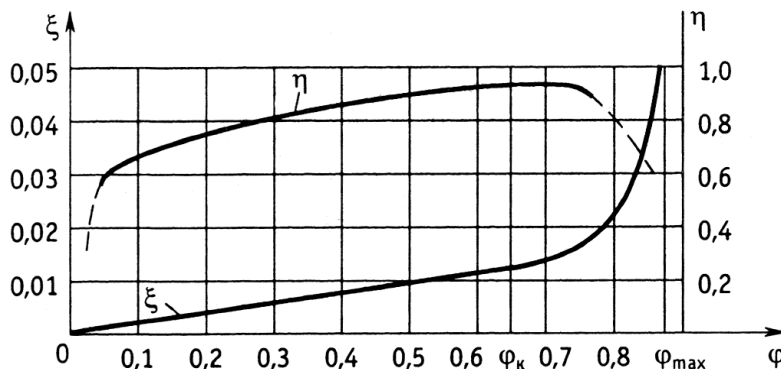


Рис. 3.11. Кривые скольжения и КПД

Кривые скольжения для всех типов ремней получают экспериментально. При возрастании коэффициента тяги от нуля до критического значения  $\varphi_k$  наблюдается только упругое скольжение, которое пропорционально нагрузке, и кривая скольжения имеет прямолинейный участок. При дальнейшем росте нагрузки, кроме упругого скольжения, возникает дополнительное проскальзывание, и суммарное скольжение возрастает быстрее, чем нагрузка. Нормальная работа передачи нарушается. Затем кривая скольжения резко поднимается вверх и при предельном значении коэффициента тяги  $\varphi_{\max}$  наступает полное буксование, т.е. ведущий шкив вращается при неподвижном ремне, а ведомый шкив останавливается.

Критическое значение коэффициента тяги  $\varphi_k$  характеризует предел рационального использования ремня. Экспериментально установлено, что в среднем для плоских ремней  $\varphi_k = 0,4 \dots 0,5$ ; для клиновых ремней  $\varphi_k = 0,7 \dots 0,8$ . Оптимальное значение окружной силы и передаваемой мощности выражается формулами:

$$F_{\text{тонм}} = 2\varphi_k F_0;$$

$$P_{\text{онм}} = \frac{F_{\text{тонм}} v_1}{1000} = \frac{2\varphi_k F_0 v_1}{1000}. \quad (3.33)$$

Отношение  $\psi = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_k}$  – коэффициент запаса сцепления, характеризующий возможность перегрузки передачи до наступления буксования,  $\psi = 1,15 \dots 1,5$ .



Потери при изгибе ремня и на преодоление аэродинамических сопротивлений не зависят от нагрузки на передачу, поэтому КПД передачи при малых нагрузках низок. КПД достигает максимума при критическом значении коэффициента тяги  $\phi_k$  (рис. 3.11) затем начинает падать в связи с потерями на буксование. Кривую изменения КПД также получают экспериментально.

**Долговечность ремня.** Расчет на долговечность ремня выполняют как проверочный. Ремень испытывает переменные циклические напряжения  $\sigma_u, \sigma_1, \sigma_2$ , приводящие к усталостным повреждениям ремня и выходу его из строя. Кривые усталости для ремней описываются уравнением

$$\sigma_{\max}^m N_{\Sigma} = C, \quad (3.34)$$

где  $\sigma_{\max}$  – максимальное напряжение в ремне, вычисляемое по формуле (3.29);  $m$  и  $C$  – постоянные, определяемые экспериментально (для резиноканевых плоских ремней  $m = 5 \dots 6$ ,  $C = 60 \dots 70$  МПа; для клиновых и поликлиновых  $m = 6 \dots 11$ ,  $C = 21 \dots 30$  МПа);  $N_{\Sigma}$  – число циклов нагружения за полный срок службы до усталостного разрушения:

$$N_{\Sigma} = \frac{3600 v_1 z_{ш} L_h}{\zeta L}, \quad (3.35)$$

где  $v_1$  – окружная скорость ремня, м/с;  $z_{ш}$  – число шкивов в передаче;  $L_h$  – ресурс ремня, ч;  $\zeta$  – коэффициент, учитывающий разную деформацию изгиба ремня на меньшем и большем шкивах;  $L$  – длина ремня.

Упрощенный расчет ремней на долговечность производят исходя из пробегов ремня. Критерием долговечности в этом случае является *число пробегов*  $\vartheta$  ремня до появления признаков усталостного разрушения:

$$\vartheta = \frac{v}{L} \leq [\vartheta], \quad (3.36)$$

где  $[\vartheta]$  – допускаемое число пробегов за 1 с; для скоростных плоскоремных передач  $[\vartheta] \leq 5$ , для клиновых ремней  $[\vartheta] \leq 10$ .

Практика эксплуатации позволила установить, что ремни, рассчитанные по тяговой способности, имеют среднюю долговечность 2000...3000 ч.

### 3.6. Расчет ременных передач

Для проектного расчета передачи должны быть известны:

- назначение и режим работы передачи;
- тип двигателя на ведущем валу;
- $P$  – передаваемая мощность, кВт;
- $n_1, n_2$  – частоты вращения соответственно ведущего и ведомого шкивов,  $\text{мин}^{-1}$ .
- $a$  – приблизительное межосевое расстояние, м;
- $D$  – диаметр одного из шкивов, м.

**Порядок проектного расчета плоскоремennых передач:**

1. Выбрать тип ремня в зависимости от заданных условий работы.
2. Определить диаметры шкивов, если ни один из диаметров не известен. Округлить диаметр ведущего шкива  $D_1$  до ближайшего большего стандартного значения, а диаметр ведомого шкива  $D_2$  – до ближайшего меньшего стандартного значения.
3. Определить скорость ремня  $v$  и сравнить ее с допускаемой для выбранного типа ремня. Если  $v > [v]$ , то диаметр ведущего шкива  $D_1$  необходимо скорректировать.
4. Уточнить фактическое передаточное число.
5. Выбрать межосевое расстояние  $a$  в соответствии с требованиями конструкции, но в рекомендуемых пределах (формула (3.5)).
6. Определить расчетную длину ремня  $L$ .
7. Проверить ремень на долговечность, исходя из числа пробегов  $\vartheta$ . Если  $\vartheta > [\vartheta]$ , межосевое расстояние необходимо увеличить.
8. Проверить угол обхвата  $\alpha_1$  на ведущем шкиве. Если  $\alpha_1 < [\alpha]$ , то необходимо увеличить межосевое расстояние или применить натяжной ролик.
9. Задать отношение  $\frac{\delta}{D_1}$  и определить толщину ремня  $\delta$ , которую следует округлить до ближайшего меньшего стандартного значения.
10. Для выбранного типа ремня определить допускаемое полезное напряжение  $[\sigma]_n$ .
11. Рассчитать окружную силу передачи  $F_t$ .
12. По окружной силе  $F_t$ , выбранной толщине ремня  $\delta$  и допускаемому полезному напряжению  $[\sigma]_n$  определить ширину ремня  $b$  по формуле

$$A = \delta b = \frac{F_t}{[\sigma]_n}. \quad (3.37)$$

13. Полученное значение необходимо округлить до ближайшего большего стандартного значения.

14. Рассчитать силу предварительного натяжения ремня  $F_0$ .

15. Вычислить нагрузку на валы и опоры  $F_g$ .

16. В зависимости от ширины ремня выбрать ширину шкива и разделить все размеры ведущего и ведомого шкивов.

***Порядок проектного расчета клиноременных передач:***

1. По известной или предварительно заданной скорости ремня и передаваемой мощности выбрать тип ремня.

2. Принять диаметр меньшего шкива  $D_1$  в зависимости от выбранного типа ремня.

3. Определить скорость ремня  $v$  и сравнить с допускаемой.

4. Определить диаметр большего шкива  $D_2$  и согласовать его со стандартным значением.

5. Определить или уточнить передаточное число.

6. Определить межосевое расстояние в соответствии с рекомендациями формулы (3.6).

7. Определить расчетную длину ремня  $L$ , округлить ее до стандартного значения и проверить долговечность ремня по числу пробегов.

8. Определить угол обхвата  $\alpha_1$  меньшего шкива. При невыполнении условия  $\alpha_1 \leq [\alpha_1]$  следует увеличить межосевое расстояние и изменить расчетную длину ремня.

9. Задать напряжение  $\sigma_0$  и для выбранного типа ремня определить допускаемое полезное напряжение  $[\sigma]_n$ .

10. Рассчитать окружную силу  $F_t$ .

11. Определить требуемое число ремней  $Z$  по формуле

$$Z = \frac{F_t}{A[\sigma]_n C_z} \leq [Z], \quad (3.38)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения клинового ремня;  $C_z$  – коэффициент числа ремней;  $[Z] = 8$  – наибольшее число клиновых ремней, обеспечивающих равномерность их нагружения в передаче. При  $Z > 8$  необходимо изменить выбранный тип ремней на больший профиль.

12. Рассчитать  $F_0$ ,  $F_g$ .

13. Определить все размеры шкивов.

### 3.7. Натяжные устройства ременных передач

В ременных передачах натяжные устройства предназначены для регулирования межосевого расстояния, что позволяет:

- свободно одевать новые ремни на шкивы;
- создавать предварительное натяжение ремня;
- периодически восстанавливать или непрерывно поддерживать предварительное натяжение по мере вытягивания ремней в процессе эксплуатации.

Натяжные устройства должны обеспечивать изменение номинального межосевого расстояния  $a$  в следующем диапазоне:

$$a_{-0,03}^{+0,06}, \text{ мм.}$$

Наибольшее межосевое расстояние, обеспечивающее натяжным устройством, будет равно  $1,06 \cdot a$ , мм; наименьшее межосевое расстояние –  $0,97 \cdot a$ , мм.

Наиболее простым и распространенным способом натяжения ремней путем изменения межосевого расстояния является перемещение одного из шкивов. Обычно этот способ используют посредством перемещения электродвигателя, установленного в салазках, на валу которого закреплен меньший (ведущий) шкив (рис. 3.12). Данное устройство обеспечивает натяжение ремня периодически. Для постоянного обеспечения необходимого натяжения ремня используют установку электродвигателя на качающуюся плиту (рис. 3.13), где натяжение создается силой тяжести качающейся части.

Натяжные ролики (рис. 3.14) применяют в основном в плоскоремennых передачах с большим передаточным числом и малыми межосевыми расстояниями. Передачи выполняются с неподвижными осями шкивов и удобны в эксплуатации, так как в них облегчено надевание ремня на шкивы. Так как на ролике ремень изгибается в другую сторону, то такая передача имеет меньший ресурс. Обычно ось качающегося рычага совмещают с осью меньшего шкива. Момент груза или силу пружины следует делать регулируемыми.

Ременная передача может быть выполнена и с автоматическим регулированием натяжения ремня, при котором оно меняется в зависимости от нагрузки в результате действия реактивного момента, возникающего в статоре электродвигателя. Электродвигатель выполняется качающимся вокруг оси, смещенной по отношению к оси ротора. Ремень натягивается

вследствие поворота электродвигателя при возрастании силы в ведущей ветви ремня.

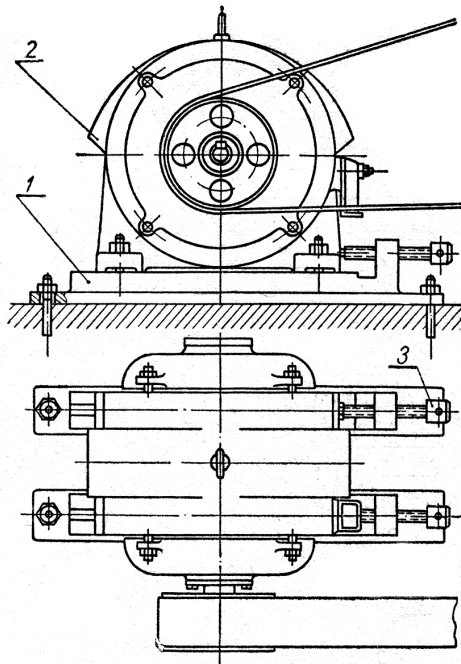


Рис. 3.12. Натяжение ремня за счет перемещения электродвигателя на салазках: 1 – салазки; 2 – электродвигатель; 3 – натяжной винт

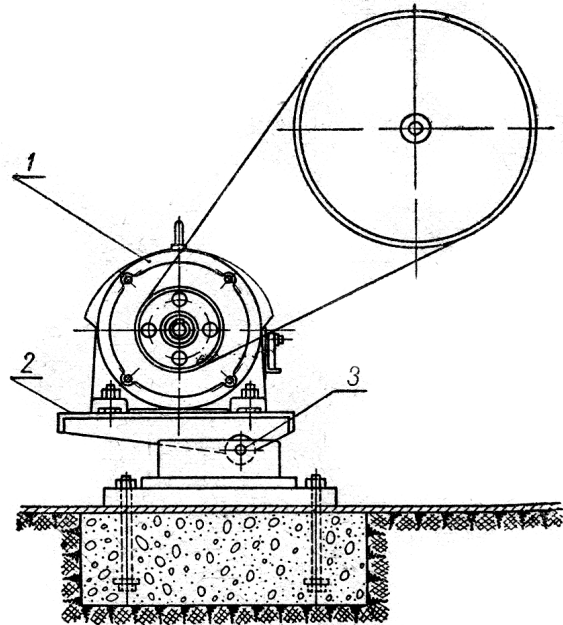
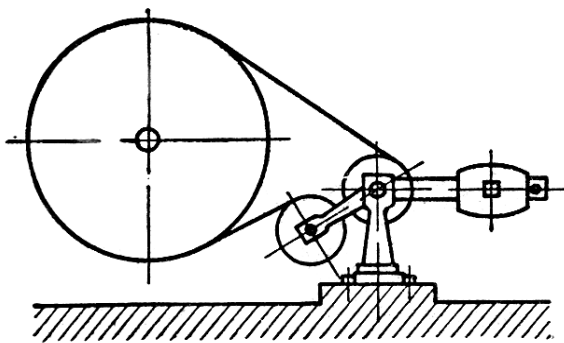


Рис. 3.13. Натяжение ремня за счет установки электродвигателя на специальной качающейся плите: 1 – электродвигатель; 2 – качающаяся плита; 3 – поворотное устройство

*a*



*б*

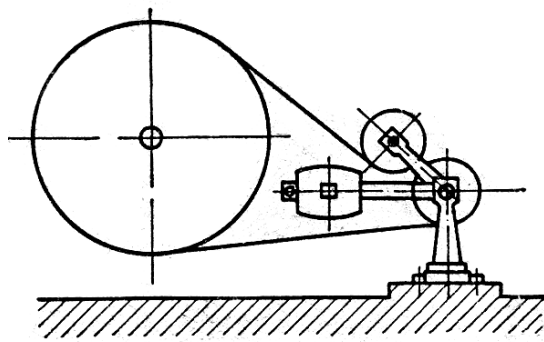


Рис. 3.14. Схема ременной передачи с натяжным роликом:  
*a* – на ведущей ветви; *б* – на ведомой ветви

## Тема 4 ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

Фрикционные передачи – это передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения. Простейшая фрикционная передача состоит из двух катков, закрепленных на валах (рис. 4.1, а), прижимаемых друг к другу с определенной силой  $F_r$ . При вращении ведущего катка в зоне контакта возникают силы трения, которые приводят во вращение ведомый каток. Для передачи вращения между параллельными валами применяют цилиндрические катки; для передачи вращения между пересекающимися валами используют катки конической формы (рис. 4.1, б).

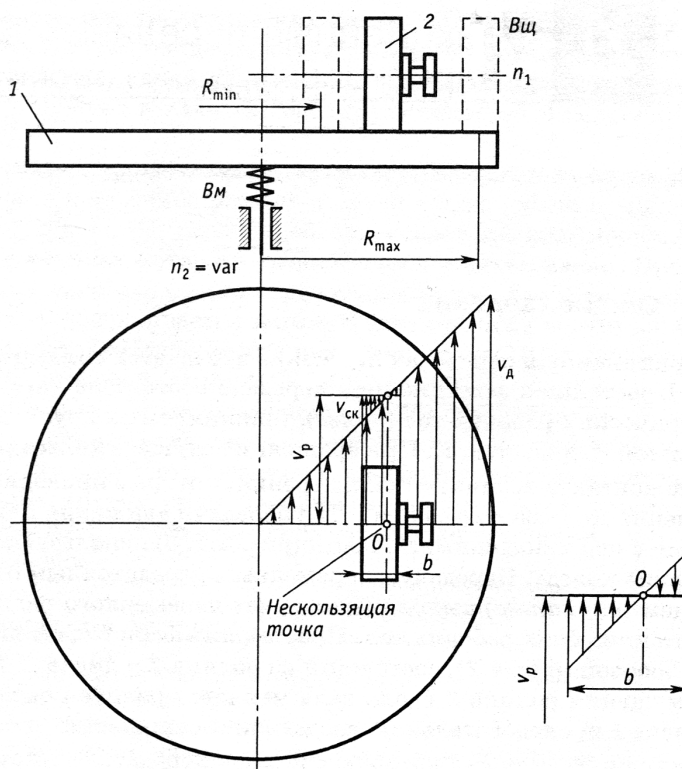
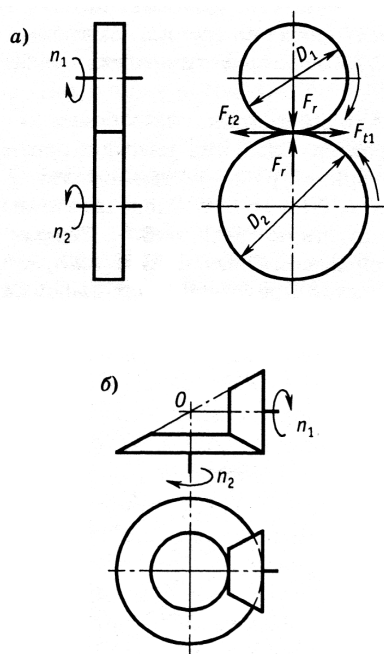


Рис. 4.1. Схемы фрикционных передач с катками:

- а – с цилиндрическими;
- б – коническими

Рис. 4.2. Лобовая фрикционная передача (вариатор):  
1 – ведомый диск; 2 – ведущий ролик

Окружную силу  $F_{t2}$ , которую способна передать фрикционная передача, определяют из условия:

$$F_{t2}k_s \leq F_r f, \quad (4.1)$$

где  $k_s$  – коэффициент запаса сцепления;  $f$  – коэффициент трения.

Нарушение условия (4.1) приводит к буксованию и быстрому износу катков.

Все фрикционные передачи можно разделить на две основные группы:

- передачи с постоянным передаточным числом (*нерегулируемые*);
- передачи с переменным передаточным числом (*регулируемые или вариаторы*).

Как силовые, фрикционные передачи с постоянным передаточным числом (см. рис. 4.1) применяются сравнительно редко, т.к. они не могут конкурировать по габаритам, надежности и КПД с зубчатыми передачами. Они достаточно эффективны в кинематических цепях приборов, бытовой техники, т.е. там, где требуется бесшумность работы, плавность движения, безударное включение на ходу и т.д.

Схема простейшего вариатора (лобовой вариатор) показана на рис. 4.2. Ведущий ролик 2 можно перемещать вдоль вала, изменяя при этом радиус контакта на диске 1 и, следовательно, передаточное число. Если перевести ролик на левую сторону диска, то можно получить изменение направления вращения ведомого вала, т.е. лобовой вариатор обладает свойством реверсивности.

Фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и в силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости. Передаваемая мощность до 20 кВт, допускаемая скорость вращения катков до 25 м/с нашли применение в станкостроении, сварочных и литейных машинах, машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, различных отраслях приборостроения и т.д.

Фрикционные передачи любого типа *неприменимы* в конструкциях, от которых требуется жесткая кинематическая связь, не допускающая проскальзывания или накопления ошибок взаимного положения валов.

*Достоинства* фрикционных передач:

- простота конструкции и эксплуатации;
- плавность и бесшумность работы;
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа;
- возможность предохранения машины от поломок при перегрузках вследствие скольжения ведущего катка по ведомому.

*Недостатки* фрикционных передач:

- значительные нагрузки на рабочие катки, валы и подшипники;
- необходимость специальных нажимных устройств;
- непостоянство передаточного числа из-за неизбежного упругого скольжения катков;
- повышенный износ катков и повреждение их рабочих поверхностей при проскальзывании при перегрузках.

#### 4.1. Факторы, определяющие качество работы фрикционных передач

*Способы прижатия катков.* В конструкциях фрикционных передач реализуются два способа прижатия катков:

- *с постоянной силой*, которую определяют по максимальной нагрузке передачи; постоянное прижатие образуют вследствие предварительной деформации упругих элементов передачи при сборке (деформации податливых катков), установкой специальных пружин и т.п.

- *с переменной силой*, которая автоматически изменяется с изменением нагрузки; регулируемое прижатие требует применения специальных нажимных устройств.

Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи: КПД, контактную прочность и износ катков, постоянство передаточного числа [24, 29, 30].

*Скольжение* является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного числа. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

*Буксование* наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (4.1). При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задир поверхности. Нарушение геометрической формы и качества поверхности катков выводит передачу из строя.

*Упругое скольжение*  $\varepsilon$  связано с упругими деформациями в зоне контакта. Если бы катки были абсолютно жесткими, то первоначальный контакт по линии оставался бы таким и под нагрузкой, при этом окружные скорости по всей линии контакта были бы равны и скольжение не происходит. При упругих же телах первоначальный контакт по линии переходит под нагрузкой в контакт по некоторой площадке, и равенство окружных скоростей соблюдается только в точках, расположенных на одной из линий этой площадки, а во всех других точках образуется скольжение.

Для стальных катков упругое скольжение  $\varepsilon$  незначительно и при полной нагрузке не превышает 0,002; для текстолита по стали  $\varepsilon \approx 0,01$ ; для резины по стали  $\varepsilon \approx 0,03$ . С уменьшением нагрузки  $\varepsilon$  уменьшается.

*Геометрическое скольжение* связано с неравенством скоростей на площадке контакта у ведущего и ведомого катков. Оно является решающим для фрикционных передач.

Равенство скоростей можно получить только для какой-то одной точки линии контакта, называемой *полюсом качения*. Полнос качения рас-



полагается в середине линии контакта только при холостом ходе. При работе с нагрузкой он смещается от середины на некоторую величину  $\Delta$ , которую можно определить по формуле

$$\Delta = \frac{T_1 b_1}{D_1 F_r f}, \quad (4.2)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущем катке;  $b_1$  – рабочая ширина ведущего катка.

Для уменьшения геометрического скольжения необходимы поиски новых форм тел качения.

*Непостоянство передаточного числа.* Установлено, что величина  $\Delta$  оказывает существенное влияние на величину передаточного числа и анализ формулы (4.2) позволяет отметить следующее:

- при постоянной силе прижатия  $F_r$  величина  $\Delta$  изменяется пропорционально нагрузке  $T_1$ , при этом передаточное число не постоянно и изменяется в некоторых пределах;
- если способ прижатия катков обеспечивает изменение силы прижатия  $F_r$  пропорционально  $T_1$ , то величины  $\Delta$  и передаточное число постоянны;
- величина  $\Delta$  и изменение передаточного числа от нагрузки пропорциональны длине линии контакта или ширине катка  $b_1$ . Поэтому для уменьшения колебания передаточного числа следует применять узкие катки или ролики, или переходить от линейного контакта к точечному.

*Коэффициент полезного действия.* КПД фрикционных передач в основном зависит от потерь на скольжение и потерь в подшипниковых узлах валов. При постоянной силе прижатия потери в опорах постоянны и КПД падает при работе передачи с неполной нагрузкой. Потери на трение скольжения пропорциональны скорости скольжения, которая с увеличением передаточного числа уменьшается. При малых передаточных числах КПД низок.

## 4.2. Кинематические и прочностные расчеты

В нерегулируемой фрикционной передаче окружная скорость ведомого катка  $v_2$  несколько меньше скорости ведущего катка  $v_1$  из-за их взаимного проскальзывания, которое учитывают коэффициентом  $\varepsilon$ :

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1. \quad (4.3)$$

Если перейти к угловым скоростям  $\omega_1$  и  $\omega_2$  катков, то передаточное число для фрикционной передачи с цилиндрическими катками (рис. 4.1, а) будет равно:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{(1-\varepsilon)D_1}. \quad (4.4)$$

В передаче с коническими катками (рис. 4.1, б)

$$u = \frac{\sin \delta_2}{(1-\varepsilon) \sin \delta_1}, \quad (4.5)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – углы наклона к оси конусов образующих.

Для лобового вариатора (рис. 4.2) эта зависимость остается справедливой, и если пренебречь проскальзыванием, то

$$u_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{R_{\max}}{R_2}; \quad u_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{R_{\min}}{R_2}. \quad (4.6)$$

Диапазон регулирования

$$D = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}}. \quad (4.7)$$

Наибольший диапазон регулирования частот вращения простого вариатора равен 4, а практически ограничивается значением  $D \leq 3$ .

КПД фрикционных передач и вариаторов обычно равен  $\eta = 0,90 \dots 0,95$ .

При начальном контакте по линии максимальные нормальные напряжения определяются по формуле Г. Герца для случая сжатия двух цилиндров:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)} \cdot \frac{q}{\pi \rho_n}}, \quad (4.8)$$

где  $E_1$  и  $E_2$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – модули упругости первого рода и коэффициенты Пуассона материалов цилиндров соответственно;  $q = \frac{F_r}{b}$  – распределенная нагрузка на цилиндры от силы прижатия;  $\frac{1}{\rho_n} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$  – приведенный радиус кривизны цилиндров;  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы цилиндров соответственно.

Если принять катки стальными и  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ , то

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_n}{\rho_n}}, \quad (4.9)$$

где  $\frac{1}{E_n} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$  – приведенный модуль упругости материалов цилиндров.

Расчет на контактную усталость ведут из условия прочности по допускаемым контактным напряжениям  $[\sigma_H]$

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]. \quad (4.10)$$

Из условия прочности катков по допускаемым напряжениям можно установить выражение для вычисления межосевого расстояния передачи

$$a = (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_s E_n \left( \frac{0,418}{u [\sigma_H]} \right)^2}{\psi f}}, \quad (4.11)$$

где  $T_2$  – вращающий момент на ведомом катке;  $\psi = \frac{b}{a}$  – коэффициент ширины катка.

Значение  $[\sigma_H]$  принимают в зависимости от твердости по Бринеллю рабочей поверхности катков или по экспериментальным данным:

- $[\sigma_H] = (2,5 \dots 3,0) HB$  – для металлической пары при работе в масле;
- $[\sigma_H] = (1,2 \dots 1,5) HB$  – для металлической пары при работе всухую без смазочного материала;
- $[\sigma_H] = 1,5 \sigma_{\text{вн}}$  – для чугунной пары, где  $\sigma_{\text{вн}}$  – предел прочности чугуна при изгибе;
- $[\sigma_H] = 80 \dots 100 \text{ МПа}$  – для катков из текстолита при работе без смазочного материала.

Необходимое усилие прижатия катков определяют по формуле

$$F_r = \frac{k_s F_t}{f} = \frac{k_s T_2}{f R_2}. \quad (4.12)$$

Коэффициент запаса сцепления  $k_s$  назначают в зависимости от типа передачи:

- для силовых передач  $k_s \approx 1,25 \dots 1,5$ ;
- для кинематических передач и передач приборов  $k_s \approx 3,0$ .

Коэффициент трения  $f$  во фрикционных передачах для различных случаев сочетания материалов принимает следующие значения:

- сталь по стали в масле  $f \approx 0,04...0,05$ ;
- сталь по стали или чугуну без смазки  $f \approx 0,15...0,20$ ;
- сталь по текстолиту или фибре без смазки  $f \approx 0,20...0,30$ ;
- фрикционная пластмасса по стали без смазки  $f \approx 0,35...0,45$ .

### 4.3. Материалы и виды повреждений катков

Фрикционные передачи могут работать как при наличии смазочного материала, так и без него. При работе без смазочного материала передача обладает большей нагрузочной способностью, но при проскальзывании возможен значительный нагрев в области контакта и повреждение рабочих поверхностей при перегрузках. Наличие смазочного материала стабилизирует работу передачи, но снижает коэффициент трения. Для таких передач характерна большая долговечность и надежность.

Основные требования, предъявляемые к материалам тел качения:

- высокая износостойкость;
- высокая поверхностная прочность;
- высокое сопротивление контактной усталости;
- высокий коэффициент трения во избежание больших сил прижатия;
- высокий модуль упругости во избежание повышенных потерь на трение, связанных с размерами площадки контакта.

Закаленная сталь по закаленной стали обеспечивает наименьшие габариты и высокий КПД передачи, но требует точного изготовления и высокого качества обработки поверхности трения. Для передач, работающих со смазочным материалом, наиболее часто применяют шарикоподшипниковые стали типа ШХ-15, а также стали типа 18ХГТ, 18Х2Н4МА и др. При работе без смазочного материала широко применяют текстолит, фибра и гетинакс, обладающие высоким коэффициентом трения и малым модулем упругости. Перспективными являются специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем (ФК-16Л, ФК-24А, КФ-3), металлокерамика (ФАБ-П) на основе алюминиевой бронзы и др.

Более надежны передачи, у которых ведущий каток изготовлен из менее твердого материала, чем ведомый, так как при случайном буксовании на последнем не образуются лыски.

При работе фрикционных пар происходят следующие виды повреждений рабочих поверхностей:

- *усталостное выкрашивание* – в передачах, работающих в масле, когда образуется жидкостное трение. В таких условиях рабочие поверхности разделены слоем масла и износ сводится к минимуму;
- *износ* – в передачах, работающих без смазки, или при отсутствии условий для образования режима жидкостного трения;
- *задир поверхности* – связан с буксованием или перегревом передачи при больших скоростях и нагрузках в условиях недостаточной смазки.

#### 4.4. Фрикционные вариаторы

В большинстве современных рабочих машин и аппаратов необходимо регулировать скорость исполнительных органов в зависимости от изменяющихся свойств обрабатываемого объекта, условий технологического процесса, загрузки машины и т.п. Для этого машины оснащают либо ступенчатыми коробками скоростей, либо механически регулируемыми передачами – *вариаторами*, которые обеспечивают плавное изменение частоты вращения ведомого звена при постоянной частоте вращения ведущего вала. Вариаторы позволяют установить оптимальный скоростной режим и регулировать скорость на ходу. Применение их способствует повышению производительности машины, качеству продукции, уменьшению шума и вибрации. Кинематические схемы фрикционных вариаторов приведены на рис. 4.3.

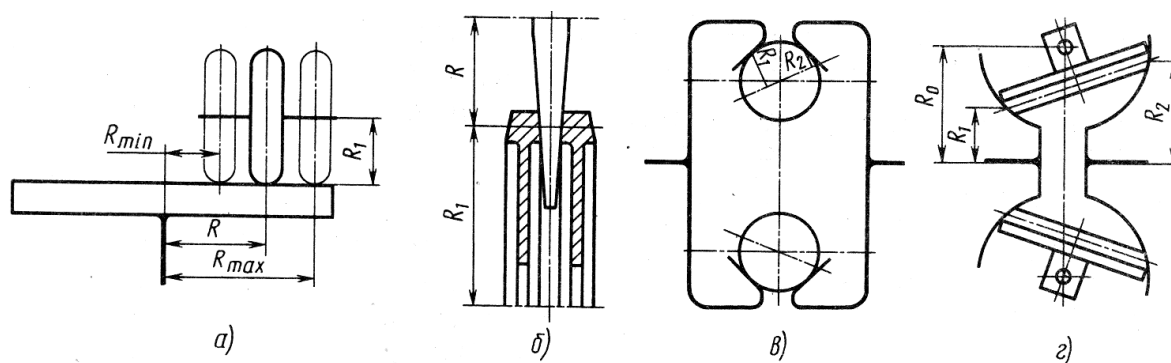


Рис. 4.3. Кинематические схемы вариаторов: *a* – лобового; *б* – дискового; *в* – шарового; *г* – торового

Лобовые вариаторы применяют в винтовых прессах и приборах; дисковые, шаровые и торовые – в силовых передачах.

## Тема 5. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот, с большой плавностью и точностью хода. В основе передачи положена кинематическая винтовая пара, при этом как винт, так и гайка могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения одновременно. Передача обеспечивает большую несущую способность при малых габаритах, простоту конструкции и изготовления [28, 29, 31].

Передачу применяют для поднятия грузов (домкраты и др.), в нагружающих устройствах (прессы и др.), для получения точных перемещений (ходовые винты станков, шпиндели типовой арматуры, делительные и регулировочные устройства и др.). Простейшие винтовые механизмы показаны на рис. 5.1 и 5.2.

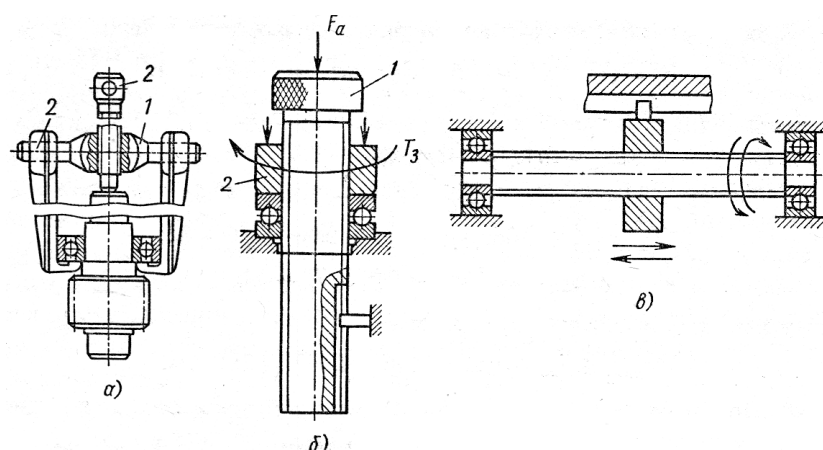


Рис. 5.1. Типовые конструкции винтовых передач: *a* – съемник подшипников качения; *б* и *в* – ходовые винты механических приводов; 1 – гайка; 2 – винт

Винтовой механизм съемника подшипников (рис. 5.1, *a*) представляет собой двухзвенный механизм (неподвижное звено (стойка) – гайка 1, подвижное звено – винт 2) с винтовым движением подвижного звена, который используется для создания осевой силы. В механизмах на рис. 5.1, *б* и *в* оба звена, образующих винтовую пару, подвижны. При этом в первом из них вращение гайки приводит к поступательному перемещению винта, а во втором – вращение винта вызывает поступательное перемещение гайки.

В задвижке клиновой с выдвигным шпинделем (см. рис. 5.2) подвижное звено (шпиндель 5) перемещается вертикально по неподвижному звену (втулка сальника 6).

Передачи винт-гайка делятся на передачи скольжения и передачи качения (рис. 5.3).

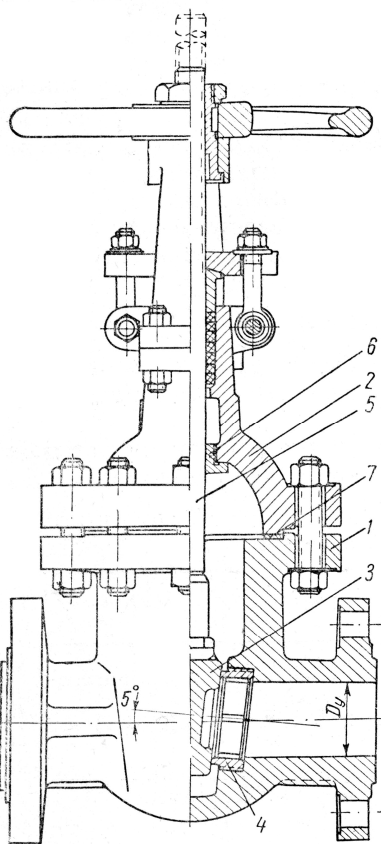


Рис. 5.2. Задвижка клиновья: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – клин; 4 – кольцо; 5 – шпindelь; 6 – втулка сальника; 7 – прокладка

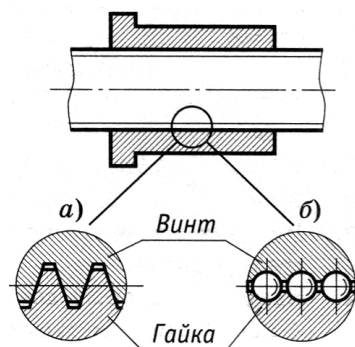


Рис. 5.3. Передача винт-гайка: а – скольжения; б – качения

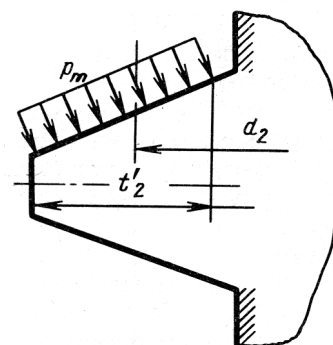


Рис. 5.4. Контактные давления на рабочей грани резьбы

### 5.1. Передача винт-гайка скольжения

Передача винт-гайка скольжения находит широкое применение вследствие сравнительной простоты конструкции, отработанной технологии получения резьбы, высокой точности перемещений, возможности обеспечения самоторможения и получения большего выигрыша в силе. Основные недостатки – низкий КПД и невозможность получения больших скоростей поступательного движения.

С целью повышения КПД используют трапецеидальные и упорные резьбы, с углами рабочего профиля соответственно  $15^\circ$  и  $13^\circ$ .

В силовых и реверсивных механизмах большее распространение получила трапецеидальная резьба; упорные резьбы применяют, когда на передачу действует односторонняя нагрузка, например в прессах. Для полу-

чения самотормозящей винтовой пары (домкраты) применяют однозаходные резьбы. В механизмах приборов используют метрическую резьбу.

В передаче винт-гайка скольжения для повышения износостойкости и снижения склонности к заеданию материал одной из деталей должен быть антифрикционным. Обычно используют стальные винты в сочетании с бронзовыми, реже с чугунными гайками. Для изготовления винтов применяют стали 45, 50, 65Г, 40Х, 40ХФА, 18ХГТ с соответствующей термической или химико-термической обработкой. Например, стали 65Г и 40Х рекомендуется закаливать, а стали 40ХФА и 18ХГТ – азотировать. Гайки ответственных передач изготавливают из оловянных бронз БрО10Ф1, менее ответственных – из безоловянистого сплава ЦАМ10-5, а при малых скоростях скольжения и небольших нагрузках – из антифрикционных чугунов АЧВ-1, АЧС-3, АЧК-2 или серого чугуна марок СЧ15, СЧ20.

**Кинематические характеристики.** Скорость относительного перемещения гайки и винта, м/с:

$$v = \frac{znP}{60 \cdot 1000}, \quad (5.1)$$

где  $z$  – число заходов винта;  $n$  – частота вращения гайки или винта,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $P$  – шаг резьбы, мм.

Число заходов  $z = 1$  назначают для самотормозящихся винтов; для несамотормозящихся механизмов принимают  $z = 2; 4$ .

Передаточное число  $u$  условно можно выразить отношением перемещения маховика или рукоятки к перемещению винта (гайки):

$$u = \frac{2\pi R}{S}, \quad (5.2)$$

где  $R$  – радиус маховика или длина рукоятки;  $S = zP$  – ход винта.

При малом ходе резьбы и сравнительно большом радиусе маховика можно получить достаточно большое передаточное число  $u$ , а следовательно, и большой выигрыш в силе.

**Коэффициент полезного действия.** КПД механизма определяется из соотношения работ на завинчивание винта без учета сил трения и с учетом сил трения по следующей формуле

$$\eta = \frac{\text{tg}\beta}{\text{tg}(\beta + \rho)}, \quad (5.3)$$

где  $\beta$  – угол подъема винтовой линии;  $\rho$  – угол трения.



### **Расчет несущей способности:**

• *Расчет на износ.* Оценивается по среднему контактному давлению на рабочих гранях витков (рис. 5.4):

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 t_2' z_g} \leq [p], \quad (5.4)$$

где  $F_a$  – осевая сила;  $d_2, t_2'$  – средний диаметр и рабочая высота профиля резьбы;  $z_g = \frac{H}{P}$  – число витков в гайке высотой  $H$  и шагом  $P$ ;  $[p]$  – допускаемое контактное давление.

Заменив в формуле (5.4)  $z_g$  на  $\frac{H}{P}$  и обозначив  $\psi_H = \frac{H}{d_2}$  – коэффициент высоты гайки,  $\psi_t = \frac{t_2'}{P}$  – коэффициент рабочей высоты профиля резьбы, получим формулу *проектного расчета* передачи

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_t [p]}}. \quad (5.5)$$

Принимают  $\psi_t = 0,5$  – для трапецеидальной,  $\psi_t = 0,75$  – для упорной и  $\psi_t = 0,54$  – для метрической резьбы;  $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$  – для цельных гаек и  $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$  – для разрезных гаек.

Допускаемое контактное давление  $[p]$  зависит от материала гайки и винта, их физико-механических свойств и для контактирующих пар принимает следующие значения:

- $[p] = 10 \dots 15$  МПа – закаленная сталь – бронза;
- $[p] = 7 \dots 8$  МПа – незакаленная сталь – бронза;
- $[p] = 4 \dots 6$  МПа – незакаленная сталь – чугун.

Длину винта выбирают конструктивно в зависимости от требуемого перемещения.

• *Расчет на прочность.* Расчет на прочность для высоконагруженных винтов производят по опасному сечению, для установления которого строят эпюры продольных сил и крутящих моментов. Нормальные напряжения растяжения (сжатия) и касательные напряжения при кручении определяются по известным формулам:

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}; \quad \tau = \frac{16M_z}{\pi d_1^3},$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы.

Условие прочности винта по энергетической теории формоизменения принимает вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{\text{adm}}. \quad (5.6)$$

Наружный диаметр гайки  $D$  определяют из условия прочности ее тела на растяжение и кручение:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi\sigma_{\text{adm}}} + d^2}, \quad (5.7)$$

где  $d$  – номинальный диаметр резьбы винта;  $F_{\text{расч}}$  – расчетная сила;  $F_{\text{расч}} = 1,25F_a$  – для трапецеидальных и  $F_{\text{расч}} = 1,2F_a$  – для упорных и прямоугольных резьб. Числовой коэффициент при  $F_a$  учитывает совместное действие растяжения и кручения.

Допускаемое напряжение для материала гайки: для бронзы  $\sigma_{\text{adm}} = 34...44$  МПа; для чугуна  $\sigma_{\text{adm}} = 20...24$  МПа.

- *Расчет на устойчивость.* Сжатые и длинные высоконагруженные винты проверяют на устойчивость по объединенному условию прочности и устойчивости:

$$\sigma_y = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq \varphi\sigma_{\text{adm}}, \quad (5.8)$$

где  $\varphi$  – коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения из расчета на растяжение выбирается в зависимости от параметра гибкости  $\lambda$ .

В связи с наличием зазоров в резьбе в схеме расчета на устойчивость принимают шарнирное закрепление концов винта ( $\mu = 1$ ).

## 5.2. Передача винт-гайка качения

Передачи винт-гайка качения (шариковые винтовые механизмы) применяются в механизмах точных перемещений, в следящих системах и ответственных силовых передачах. В них между витками винта и гайки размещают шарики (рис. 5.5). При вращении винта шарики увлекаются в направлении его поступательного движения, попадают в перепускной канал в гайке и возвращаются в полость между винтом и гайкой. Таким образом, перемещение шариков происходит по замкнутому каналу, соединяющему первый и последний витки резьбы гайки (рис. 5.6). Для повышения осевой жесткости передачи и точности позиционирования гайки предусматривают возможность предварительного натяга путем взаимного смещения полугаек 1 с помощью прокладок 3 (см. рис. 5.5) либо путем взаимного поворота полугаек и последующей их фиксацией.

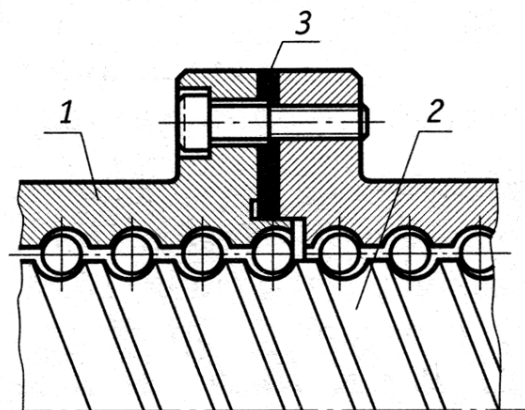


Рис. 5.5. Передача винт-гайка качения с пакетом регулировочных прокладок:  
1 – полугайка; 2 – винт; 3 – прокладки

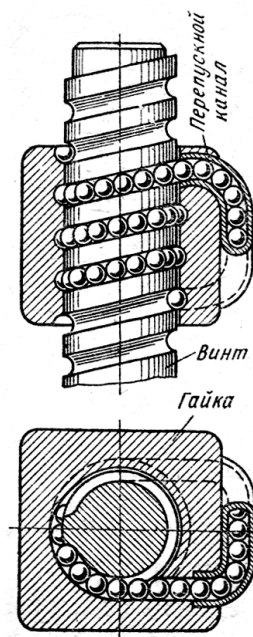


Рис. 5.6. Механизм возврата шариков

Передача винт-гайка качения имеет сравнительно высокий КПД ( $\eta \approx 0,9$ ), возможность полного устранения осевого и радиального зазоров, малый износ в сравнении с передачами скольжения, но они сложны в изготовлении и чувствительны к вибрации.

Основные профили резьбы винта и гайки, в нормальном сечении винтовой канавки, приведены на рис. 5.7. Наиболее распространен полукруглый профиль.

Винты изготавливают из сталей ХВГ, 38ХМЮА, 7ХГ2ВМ, 8ХВ, 20Х3ВМФ и др., а гайки – из сталей ХВГ, 9ХС, ШХ15, ШХ6 и др. Рабочие поверхности закаливают до твердости *HRC60* и выше.

Шарики изготавливают из сталей ШХ9 и ШХ15.

Передачи смазывают пластичной или жидкой смазкой.

Для компенсации износа с целью уменьшения «мертвого» хода (зазора между витками винта и гайки) применяют разрезные гайки (рис. 5.8, а) или специальные устройства (рис. 5.8, б), обеспечивающие радиальную или осевую выборку зазора.

*Нагрузочная способность винтовой пары качения* оценивается по значению удельной осевой нагрузки из следующего условия:

$$p = \frac{F_a}{z_{ш} d_{ш}^2 \gamma_{ш}} \leq p_{adm}^{cm}, \quad (5.9)$$

где  $z_{ш}$  – число шариков в рабочем участке резьбы;  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шариками

(принимается  $\gamma=0,8$ );  $u$  – число замкнутых цепочек шариков (рабочих участков резьбы),  $u = 1,5 \dots 2,5$  (при больших значениях  $u$  снижается КПД);  $P_{adm}^{cm}$  – допустимая удельная статическая нагрузка.

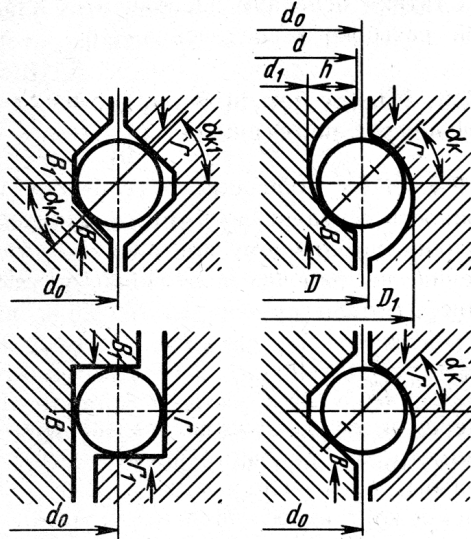


Рис. 5.7. Основные профили винта и гайки (в нормальном сечении винтовых канавок): а – трапецидальный; б – прямоугольный; в – полукруглый; г – комбинированный

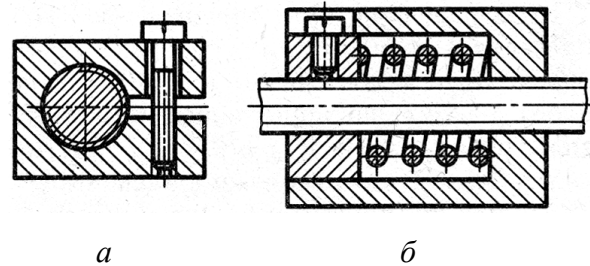


Рис. 5.8. Устройства для компенсации «мертвого» хода в резьбе: а – разрезная гайка; б – нажимная пружина

Общее число шариков в рабочем и возвратном каналах принимается не более 65. Если по расчету  $z_{ш} > 65$ , то принимают  $z_{ш} = 65$  и увеличивают их диаметр.

Расчет контактной выносливости проводят с использованием зависимости, связывающей ресурс  $L$  в миллионах оборотов винта с осевой нагрузкой  $F_a$  по следующей формуле:

$$L = \left( \frac{C_{ac}}{F_a} \right)^3, \quad (5.10)$$

где  $C_{ac} = C_a K_p K_a K_m$  – расчетная динамическая грузоподъемность;  $C_a$  – динамическая грузоподъемность, Н;  $K_p = 1,0 \dots 0,25$  – коэффициент вероятности безотказной работы (убывает с повышением вероятности безотказной работы);  $K_a = 0,8 \dots 1,0$  – коэффициент точности передачи (возрастает с повышением точности передачи);  $K_m = 1,0 \dots 1,7$  – коэффициент качества материала.

В настоящее время находят применение планетарная роlikовинтовая передача, волновая передача винт-гайка, гидравлическая передача винт-гайка и др.

## Тема 6. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи – это самые распространенные среди механических передач. Их применяют для передачи мощности от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с и передаточных числах до нескольких сотен, с диаметрами колес от долей миллиметра до 5 и более метров.

*Достоинства* зубчатых передач:

- высокая нагрузочная способность;
- малые габариты;
- высокий КПД;
- постоянство передаточного числа;
- надежность в работе и простота обслуживания.

*Недостатки* зубчатых передач:

- высокие требования к точности изготовления и монтажа;
- шум при больших скоростях;
- высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

### 6.1. Общие сведения

Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов. Обычно зубчатая передача состоит из двух колес. Меньшее из колес передачи принято называть *шестерней*, а большее – *колесом*. Термин «зубчатое колесо» является общим для передачи.

У зубчатого колеса различают *тело* и *зубчатый венец*; колесо, радиус которого равен бесконечности, называют *зубчатой рейкой* (рис. 6.1).

Зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

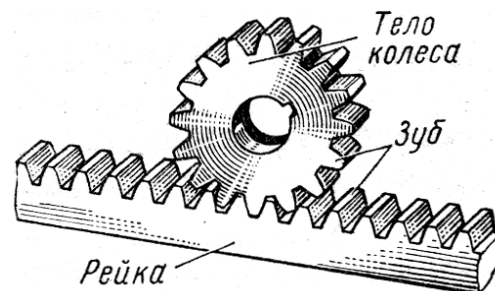


Рис. 6.1. Передача зубчатое колесо-рейка

**Классификация.** Зубчатые передачи можно классифицировать по следующим признакам:

- взаимному расположению осей валов;
- расположению зубьев на поверхности колес;
- форме профиля зубьев;
- взаимному расположению зубчатых колес в передаче;
- конструктивному исполнению;
- характеру движения осей;
- величине окружной скорости;
- характеру и величине передаваемой силы.

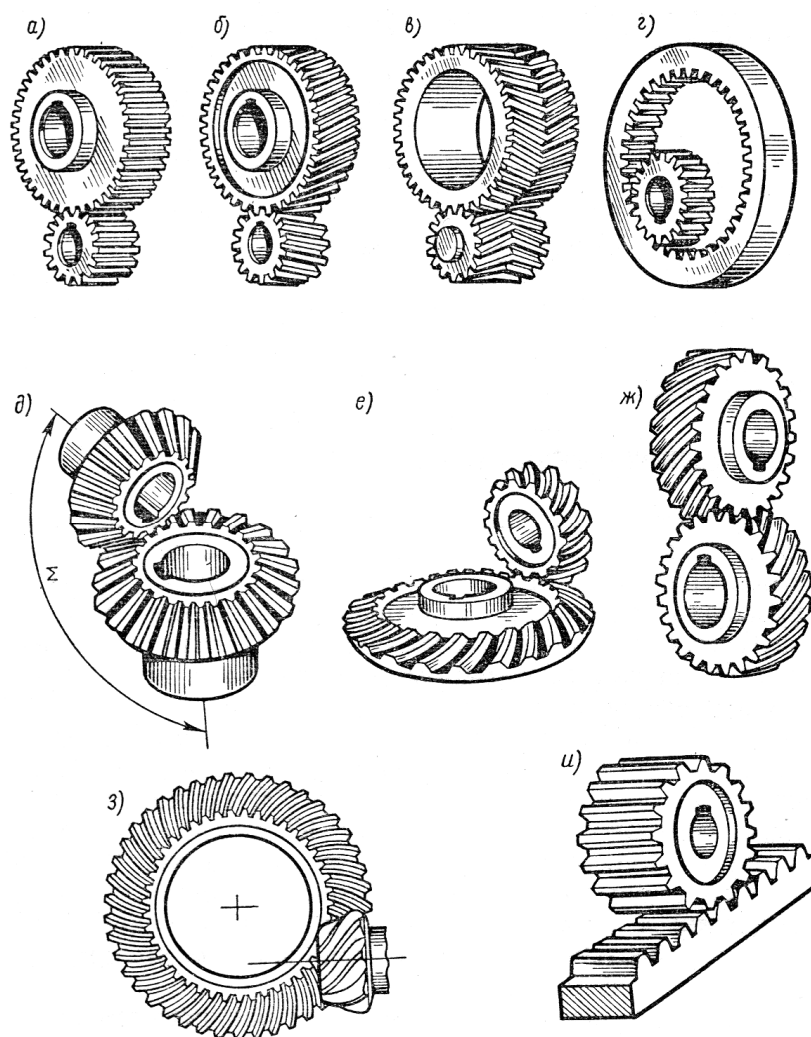


Рис. 6.2. Зубчатые передачи: *а* – цилиндрическая прямозубая; *б* – цилиндрическая косозубая; *в* – цилиндрическая шевронная; *г* – цилиндрическая с внутренним зацеплением; *д* – коническая прямозубая; *е* – коническая косозубая; *ж* – цилиндрическая винтовая; *з* – коническая винтовая (гипоидная); *и* – реечная

По взаимному расположению осей валов различают передачи: *цилиндрические* с параллельными осями (рис. 6.2, а – г); *конические* с пересекающимися осями (рис. 6.2, д, е); *гиперболоидные* со скрещивающимися осями (рис. 6.2, з, ж); *реечные* (рис. 6.2, и).

По расположению зубьев на поверхности колес различают передачи: *прямозубые* (рис. 6.2, а, г, д, и), *косозубые* (рис. 6.2, б), *шевронные* (рис. 6.2, в) и с *круговым зубом* (рис. 6.2, е).

По форме профиля зубьев различают передачи *эвольвентные*, *циклоидальные* и с *зацеплением Новикова*.

По взаимному расположению зубчатых колес различают передачи: с *внешним* (рис. 6.2, а, б, в) и *внутренним* (рис. 6.2, г) зацеплением.

По конструктивному исполнению передачи могут быть *открытыми*, расположенные вне корпуса и имеющие легкое ограждение, и *закрытые*, расположенные в корпусе и изолированные от внешней среды.

По характеру движения осей передачи можно разделить на *рядные*, имеющие неподвижные геометрические оси всех колес, и *планетарные* передачи, в которых оси одного или нескольких колес подвижны.

По величине окружной скорости различают передачи: *тихоходные* ( $v \leq 3$  м/с), *среднескоростные* ( $v = 3 \dots 15$  м/с), *скоростные* ( $v = 15 \dots 40$  м/с) и *быстроходные* ( $v > 40$  м/с).

По характеру и величине передаваемой силы различают *силовые* передачи, использующие для передачи значительных мощностей, и *кинематические*, выполняющие кинематические функции и практически не передающие мощности.

**Краткие сведения об изготовлении зубчатых колес.** В зависимости от материала, формы и размеров колес заготовки для них получают литьем, ковкой или штамповкой. Формирование зубьев осуществляют нарезанием, накаткой и литьем [6].

Нарезание зубьев выполняют двумя методами – копированием и обкаткой.

При использовании метода *копирования* впадина между зубьями вырезается специально спрофилированным инструментом – фрезой, протяжкой, шлифовальным кругом, рис. 6.3, а, б. Этот метод малопроизводителен и неточен. Применяется для нарезания крупномодульных цилиндрических прямозубых, косозубых и шевронных колес, а также в ремонтном производстве.

Метод *обкатки* основан на воспроизведении зацепления зубчатой парой. Одной из зубчатых деталей является обрабатываемая заготовка, а второй – зуборежущий инструмент (рис. 6.3, в, г). В процессе нарезания заготовка вращается вокруг своей оси, а долбяк или гребенка совершают возвратно-поступательное движение по вертикали и поступательное движение параллельно касательной заготовке. В качестве зуборежущего инструмента применяются и червячные фрезы, имеющие в осевом сечении форму инструментальной рейки. Метод обкатки дает непрерывный процесс нарезания, что обеспечивает повышенную производительность и точность по сравнению с методом копирования.

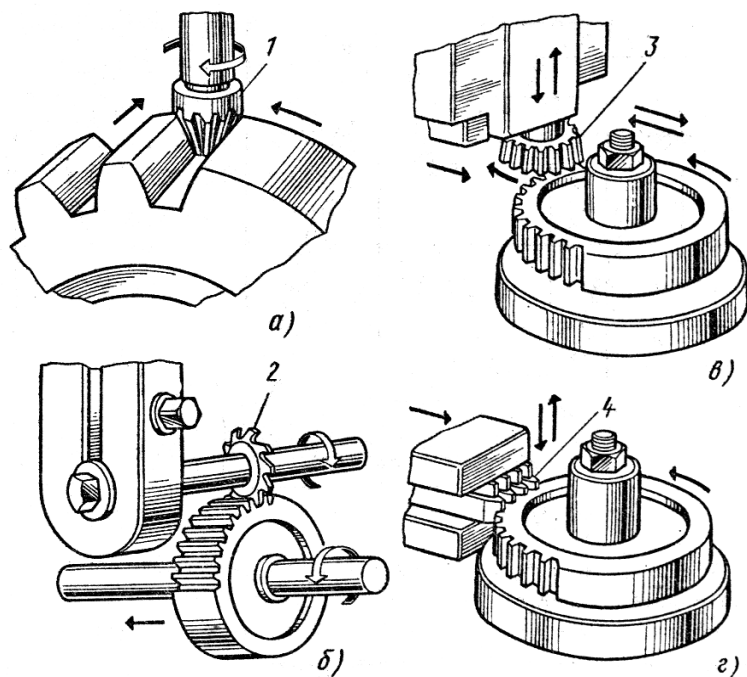


Рис. 6.3. Нарезание зубчатых колес копированием с помощью фрез (а, б) и обкаткой с помощью долбяка и гребенки (в, г): 1 – пальцевая фреза; 2 – модульная дисковая фреза; 3 – долбяк; 4 – гребенка

Точные зубчатые колеса подвергаются отделочным операциям: шевингованию, шлифованию, притирке и др.

Мелкомодульные зубчатые колеса изготавливают и *накатыванием* (обработкой давлением). После накатывания улучшается структура поверхностного слоя, что обеспечивает повышение прочности зубьев на 15...20 %. Накатывание – высокопроизводительный метод изготовления зубчатых колес, сокращающий отход металла в стружку. Применяется в массовом производстве.

*Литье* используют для изготовления открытых массивных тихоходных зубчатых колес пониженной точности (в поворотных механизмах башенных кранов, бетономешалок, лебедок и др.) и пластмассовых зубчатых колес.

**Точность изготовления.** Одним из основных показателей качества зубчатых передач является их точность. Точность изготовления зубчатых колес и зубчатых передач определяет не только их кинематические и геометрические эксплуатационные показатели, но практически и такие динамические характеристики, как интенсивность шума и вибрации, а также существенно влияет на потери на трение, долговечность работы и прочностные показатели передач.

Для обеспечения требуемого качества передач разработаны показатели точности: ГОСТ 1643-81 и ГОСТ 1758-81 устанавливают допуски для цилиндрических и конических прямозубых передач соответственно и ГОСТ 9368-81 – для конических передач с круговыми зубьями, обеспечивающие 12 степеней точности передач (самая низкая степень точности – двенадцатая). Требуемая степень точности определяется уровнем скоростей колес и действующих нагрузок. Рекомендации по выбору степени точности в зависимости от окружной скорости колес даны в табл. 6.1 [6].



Рекомендуемые степени точности изготовления зубчатых передач

Вид		Степень точности			
передачи	зубьев	6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость $v$ , м/с			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	2
	Косые	30	15	10	4
Коническая	Прямые	12	8	4	1,5
	Круговые	20	10	7	3

Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются:

- ошибка шага и формы профиля зубьев;
- ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Кроме степеней точности стандартами установлены нормы бокового зазора в зацеплении, исключая заклинивание и обеспечивающие свободный поворот зубчатых колес.

При нарезании колес с малым числом зубьев методом обкатки возникает *подрезание зубьев*. Подрезание заключается в том, что вершины зубьев режущего инструмента реечного типа внедряются в ножки зубьев нарезаемого колеса. На рисунке 6.4 показано изменение формы прямого зуба в зависимости от числа зубьев нормального эвольвентного колеса. При  $z = \infty$  колесо превращается в рейку (рис. 6.4, а). С уменьшением  $z$  уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а кривизна профиля увеличивается (рис. 6.4, б). При дальнейшем уменьшении  $z$  появляется подрезание ножки зуба (рис. 6.4, в). По границе отсутствия подрезания для прямозубых передач устанавливается минимально допустимое число зубьев  $z_{\min} = 17$ . При необходимости нарезания зубьев меньше  $z_{\min}$  для устранения подрезания применяют зубчатые колеса со смещением.

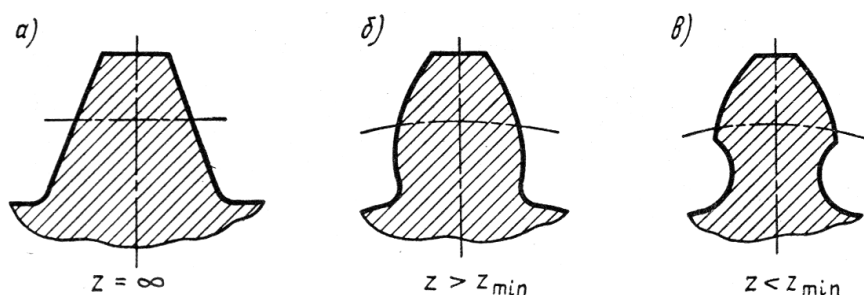


Рис. 6.4. Подрезание зубьев: а –  $z = \infty$ ; б –  $z > z_{\min}$ ; в –  $z < z_{\min}$

Для устранения подрезания зубьев при  $z < z_{\min}$ , для повышения изгибной и контактной прочности, а также вписывания зубчатых передач с любым числом зубьев в заданное межосевое расстояние применяют зубчатые колеса со смещением. Такие колеса получаются в результате некоторого смещения режущего инструмента в радиальном направлении. Смещение режущего инструмента от центра колеса считают положительным, а к центру – отрицательным. Смещение характеризуется коэффициентом смещения  $x$ .

Смещение изменяет форму зуба (рис. 6.5). Положительное смещение приводит к утолщению зуба у основания и уменьшению кривизны профиля, что способствует повышению его прочности. При отрицательном смещении происходит обратное явление.

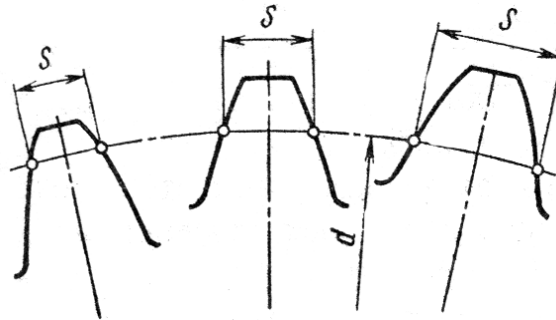


Рис. 6.5. Зубья колес, нарезанных с различным смещением (первый слева – при  $x < 0$ , второй – при  $x = 0$ , третий – при  $x > 0$ )

**Конструкции зубчатых колес.** Конструкции зубчатых колес приведены на рис. 6.6.

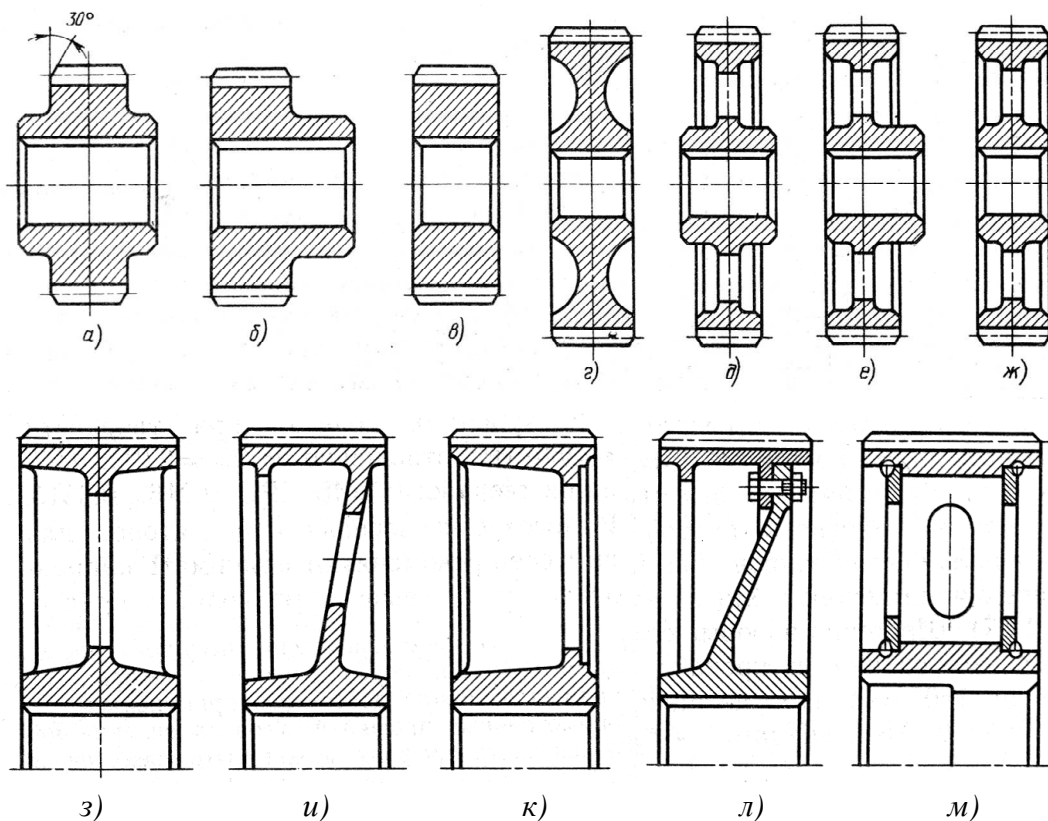


Рис. 6.6. Конструкции зубчатых колес

Зубчатые колеса (шестерни) с диаметром впадин, близким к требуемому диаметру вала, изготавливают преимущественно за одно целое с валом (рис. 6.7) и их называют *вал-шестерня*.

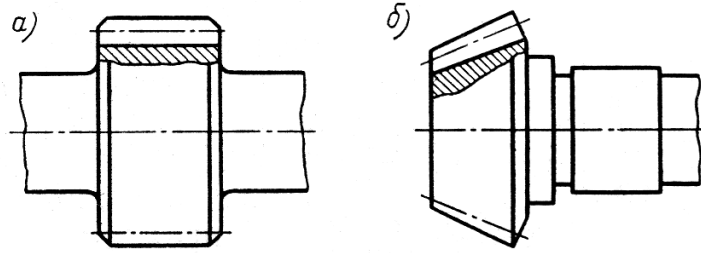


Рис. 6.7. Конструкции вал-шестерен: *а* – цилиндрической; *б* – конической

Зубчатые колеса небольшого диаметра ( $d_a \leq 200$  мм) выполняют преимущественно в виде дисков со ступицами или без ступиц, иногда с проточками по торцам для лучшего базирования (рис. 6.6, *а – в*).

Зубчатые колеса средних диаметров с  $d_a \leq 600$  мм выполняют, чаще всего, коваными облегченной конструкции (рис. 6.6, *г – ж*).

Крупные зубчатые колеса с  $d_a > 600$  мм выполняют цельнолитыми (рис. 6.6, *з – к*); в индивидуальном производстве их выполняют сборными (рис. 6.6, *л*) или сварными (рис. 6.6, *м*) [25].

Для снижения уровня шума и вибрации применяют зубчатые колеса пониженной виброактивности, конструкции которых приведены на рис. 6.8 и 6.9 [36].

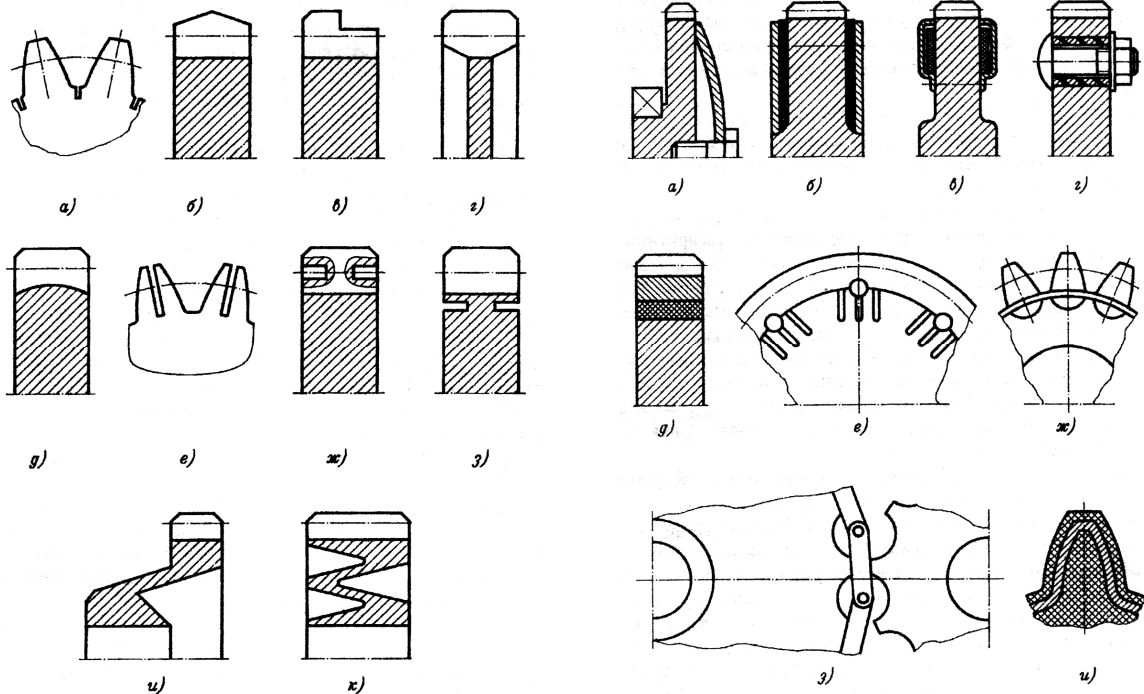


Рис. 6.8. Конструкции зубчатых колес с повышенной податливостью зубьев (*а – д*), дисков и ступиц (*и, к*)

Рис. 6.9. Зубчатые колеса с демпфирующими элементами (*а – в*); составные зубчатые колеса (*г – е*); колеса с промежуточными звеньями (*ж, з*); полимерные шестерни (*и*)

В типовых конструкциях зубчатых колес толщину венцов до впадин выбирают равной  $(2...3)t$ , толщину дисков равной  $(0,2...0,3)b$ , диаметры ступиц –  $(1,6...2,0)d_g$  (где  $b$  – ширина колеса;  $d_g$  – диаметр вала;  $t$  – модуль зацепления).

**Материалы зубчатых колес.** При выборе материалов необходимо учитывать назначение передачи, условия ее работы, требования технологии и стоимость материала. Следует иметь в виду, что стремление применить более дешевые, но менее прочные материалы может привести к увеличению габаритов передачи в целом, что не всегда экономически целесообразно. В качестве материалов для изготовления зубчатых колес применяются стали, чугуны, неметаллические материалы и сплавы цветных металлов.

**Стали.** При выборе марки стали и способа ее упрочнения необходимо иметь в виду, что зубчатые колеса должны обладать высокой твердостью рабочих поверхностей и вязкой сердцевиной. Если зубчатые колеса нарезаются после упрочняющей обработки, то твердость активных поверхностей зубьев не должна превышать  $HV 350$ . Наиболее часто используются следующие марки сталей: 40, 45, 50, 40X, 40XH, 35XMA, 30XH3A, 12X2H4A и др.

Для изготовления литых зубчатых колес применяют стали марок 45Л, 50Л, 38ХНЛ, 30ХГСЛ и др.

**Чугуны.** Зубчатые колеса, выполненные из чугуна, хорошо прирабатываются, поэтому шум, возникающий при работе передачи, меньше чем у передач со стальными колесами; они более надежны при недостаточной смазке. Для открытых передач применяют серый чугун СЧ18, СЧ24, СЧ32 и высокопрочный чугун ВЧ45, ВЧ40.

**Неметаллические материалы.** Для изготовления зубчатых колес применяются неметаллические материалы двух видов: термореактивные и термопластичные, а именно: текстолиты, древеснослоистые пластики, волокниты, полиамиды, фторопласты, полиэтилены и др. При использовании пластиков лучшим вариантом является сочетание металл-пластик.

**Виды повреждений и разрушений зубчатых колес.** Основными причинами выхода из строя зубчатых передач являются:

- поломка зубьев;
- выкрашивание активных поверхностей;
- абразивный износ зубьев;
- заедание зубьев.

**Поломка зубьев.** Вследствие внезапности появления поломка является весьма опасным видом разрушения. В подавляющем большинстве случаев она носит усталостный характер. Напряжения при изгибе, превышающие предел выносливости, вызывают появление микротрещин [32], которые возникают в зоне максимальной концентрации напряжений, обычно в месте перехода зубьев в обод колеса. Появившиеся микротрещины при дальнейшей работе передачи распространяются в глубь зуба по нормали к

переходной кривой (рис. 6.10). Увеличение изгибной прочности может быть достигнуто за счет проведения следующих мероприятий: применение положительного смещения при зубонарезании; увеличения радиуса кривизны переходных кривых у основания зуба; повышение механических характеристик материала зубчатых колес и т.д.

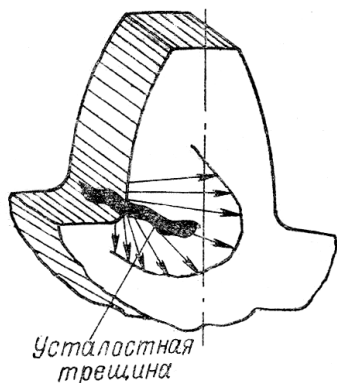


Рис. 6.10. Распространение изгибной усталостной трещины у основания зуба

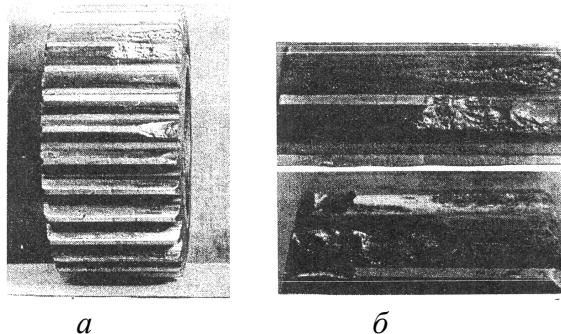


Рис. 6.11. Поломка (а) и усталостное выкрашивание (б) рабочих поверхностей зубьев шестерни

*Выкрашивание активных поверхностей зубьев.* Выкрашивание связано с усталостными явлениями в поверхностном слое вследствие действия переменных по величине контактных напряжений. На поверхности контакта зубьев возникают усталостные трещины, последующее развитие которых приводит к отделению частиц металла [15]. Характерные виды повреждений и разрушений зубьев показаны на рис. 6.11.

Повышение сопротивляемости зубьев выкрашиванию может быть достигнуто увеличением приведенных радиусов кривизны соприкасающихся поверхностей зубьев; повышением механических характеристик материалов зубчатых колес; увеличением точности изготовления зубчатых колес и монтажа передачи; правильным выбором смазки и др.

*Абразивный износ зубьев.* Абразивный износ заключается в истирании активных поверхностей зубьев, существенно зависящем от величины удельного давления, относительной скорости скольжения, состояния активных поверхностей зубьев, возможности попадания в передачу абразивных частиц. Абразивный износ можно предупредить следующими мероприятиями: применением колес с высокой твердостью активных поверхностей зубьев; правильным подбором и осуществлением смазки; уменьшением шероховатости поверхностей зубьев; постановкой уплотнений и фильтров, предупреждающих попадание в смазку абразивных частиц и др.

*Заедание зубьев.* Заедание зубьев заключается в местном молекулярном сцеплении контактирующих поверхностей в условиях разрушения смазочной пленки [5]. Превалирующую роль играет выдавливание или изнашивание масляной пленки вследствие высоких давлений или понижения вязкости и защитной способности масла от нагрева, связанного с большими скоростями скольжения. Мерами борьбы с заеданием являются применение геометрии зубьев, при которой достигается уменьшение скорости скольжения; повышение вязкости смазки; применение противозадирных присадок; увеличение твердости активных поверхностей зубьев и др.

Виды повреждений зубьев показаны на рис. 6.12.

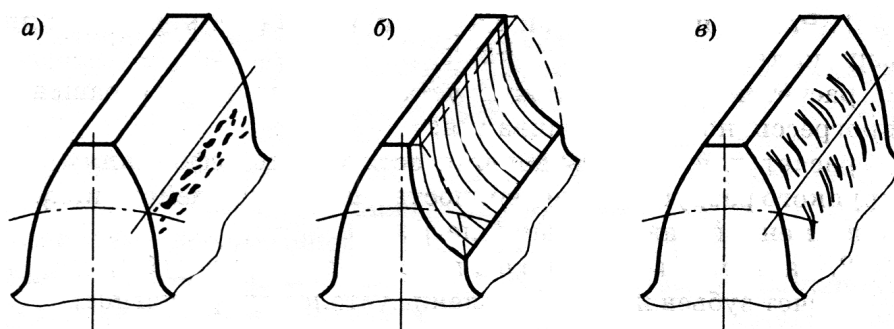


Рис. 6.12. Повреждения зубьев: *a* – выкрашивание; *б* – абразивный износ; *в* – заедание

**КПД зубчатой передачи.** Потери мощности в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на размешивание и разбрызгивание масла. Средние значения КПД зубчатых передач на подшипниках качения приведены в табл. 6.2

Таблица 6.2

**Средние значения КПД зубчатых передач**

Конструкция	Передача	
	цилиндрическая	коническая
Закрытая среднескоростная с жидкой смазкой	0,98	0,97
Закрытая быстроходная высокой точности с жидкой смазкой	0,99	0,98
Открытая с пластичной смазкой	0,96	0,95

Потерянная мощность в передаче переходит в теплоту, которая при недостаточном охлаждении может вызвать ее перегрев.

## 6.2. Эвольвентное зацепление зубчатых колес

В машиностроении применяются в основном зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением, названным так по форме боковой поверхности зубьев. Эвольвента (от латинского *evolvere*) означает развертывать, разматывать. В простейшем случае у цилиндрических прямозубых колес профиль боковой поверхности зубьев является разверткой окружности.

**Эвольвента и ее свойства.** Если на диск 3, изображенный на рис. 6.13, с радиусом  $r_b$  намотать нить 2, а на свободном конце нити завязать петлю и вставить в нее острие карандаша, то при сматывании натянутой нити с диска карандаш очертит на плоскости, перпендикулярной оси диска, кривую 1, называемую *эвольвентой* [32].

Прямую линию (натянутую нить), перекатывающуюся без скольжения по окружности радиуса  $r_b$ , называют *производящей прямой*, а окружность, по которой пере-

катывается эта прямая линия – *основной окружностью* или *эволютой*. Если на нити, с помощью которой построена эвольвента, завязать ряд узелков, расположенных на равных расстояниях друг от друга, то при сматывании нити с диска радиусом  $r_b$ , каждый узелок опишет эвольвенту (рис. 6.14).

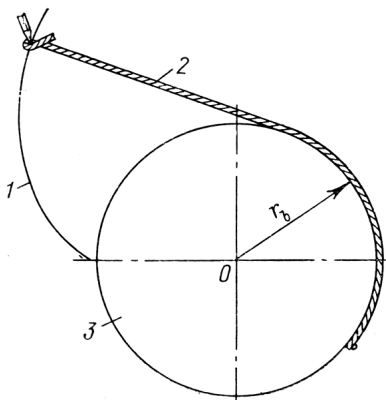


Рис. 6.13. Образование эвольвенты:  
1 – эвольвента; 2 – нить; 3 – диск

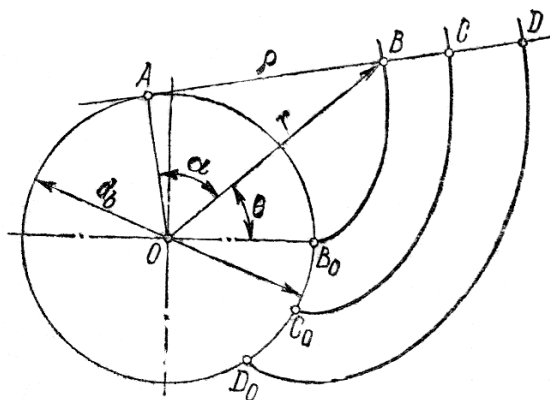


Рис. 6.14. Эвольвента окружности  
и семейство эвольвент

Построенные таким образом эвольвенты представляют как бы одну сторону зубьев цилиндрических прямозубых колес, другая сторона которых образуется точками производящей прямой, перекатывающейся по основной окружности в противоположном направлении.

Очевидно, что расстояние между двумя соседними эвольвентами, измеренное вдоль натянутой нити, т.е. по прямым, касательным к основной окружности, будет постоянным и равным длине дуги этой окружности между начальными точками двух соседних эвольвент. Это расстояние называется *основным нормальным шагом*  $p_{bn}$ .

Характер и параметры зацепления определяются следующими свойствами эвольвенты:

- нормаль к эвольвенте в любой точке – это касательная к основной окружности;
- длина отрезка  $AB$  нормали к эвольвенте равна длине дуги  $AB_0$  основной окружности;
- точка  $A$  основной окружности есть центр кривизны эвольвенты в точке  $B$ ;
- все эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистанты ( $BC = B_0C_0$ ;  $CD = C_0D_0$ ; ...).

Форма эвольвенты зависит от радиуса основной окружности. При малом радиусе основной окружности эвольвента получается сильно искривленной. При безграничном увеличении радиуса основной окружности эвольвента вырождается в прямую линию. При  $r_b$  равном бесконечности, цилиндрическое зубчатое колесо превращается в рейку с прямолинейными боковыми сторонами. Благодаря этому можно определить форму и размеры элементов зубчатых колес, а также режущего инструмента, работающего методом обкатки, контуром зубчатой рейки, а параметры зубчатых колес могут быть установлены с помощью параметров стандартных реек.

Речный контур, принятый в качестве базового для определения теоретических размеров зубчатых колес, называется *исходным контуром*.

**Эвольвентное зацепление.** Для представления о взаимодействии зубьев двух сопряженных цилиндрических зубчатых колес [33] возьмем два диска 1 и 5 (рис. 6.15) наденем их на параллельные валы и свяжем натянутой лентой 2. Если затем к ленте прикрепить заточенный с двух сторон карандаш 3, остриями соприкасающийся с привинченными к дискам планками 4 и 6, то при вращении одного из дисков карандаш очертит на каждой из планок эвольвенту. Если удалить заштрихованную часть планок, т.е. обрезать их точно по эвольвенте, и, сняв ленту, ввести в зацепление полученные криволинейные эвольвентные выступы, то при вращении диска 2 прикрепленный к нему эвольвентный выступ будет давить на эвольвентный выступ диска 5 и тем самым приведет этот диск в движение.

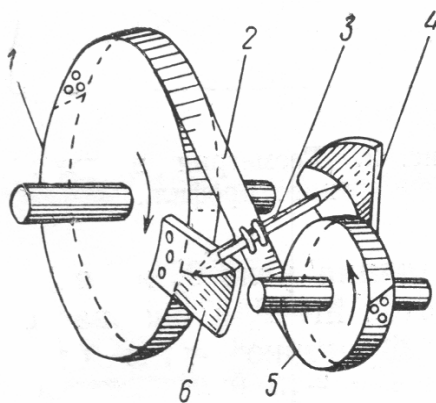


Рис. 6.15. Схема получения сопрягаемых эвольвент

На рисунке 6.16 изображены два зубчатых колеса, соприкасающиеся боковыми эвольвентными сторонами зубьев. Отрезок  $cp$  является как бы частью ленты, намотанной на диск радиуса  $r_{b2}$ , а эвольвента 1 – кривой, описанной точкой  $p$  при перекачивании этой ленты. Точно так же отрезок  $pd$  представляет часть ленты, намотанной на диск радиуса  $r_{b1}$ , а эвольвента 2 – кривую, очерченную той же точкой  $p$ .

На рисунке 6.16 изображены два зубчатых колеса, соприкасающиеся боковыми эвольвентными сторонами зубьев. Отрезок  $cp$  является как бы частью ленты, намотанной на диск радиуса  $r_{b2}$ , а эвольвента 1 – кривой, описанной точкой  $p$  при перекачивании этой ленты. Точно так же отрезок  $pd$  представляет часть ленты, намотанной на диск радиуса  $r_{b1}$ , а эвольвента 2 – кривую, очерченную той же точкой  $p$ .

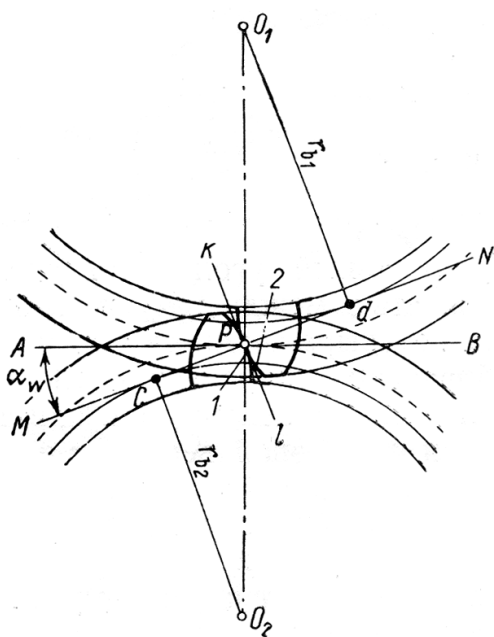


Рис. 6.16. Взаимодействие эвольвент

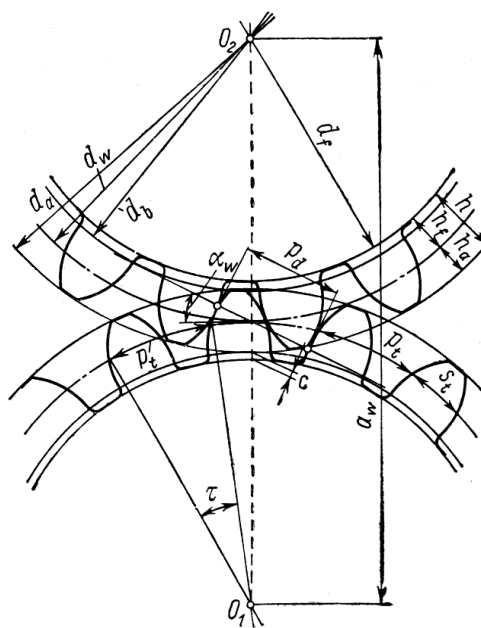


Рис. 6.17. Элементы цилиндрических зубчатых колес и передач



Очевидно, что прямая  $cd$  занимает положение, подобное ленте на рис. 6.15. Прямая  $MN$  является общей касательной к окружности радиусов  $r_{b1}$  и  $r_{b2}$ , а так как эти окружности являются основными окружностями, касательная  $MN$  есть одновременно и производящая прямая двух эвольвент.

При работе цилиндрических зубчатых колес точка касания сопряженных эвольвентных профилей перемещается по касательной к основным окружностям данных колес, в силу чего эта линия называется линией зацепления. По ГОСТ 16530-83 *линией зацепления* называется траектория общей точки контакта зубьев при ее движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи, которая при линейном контакте определяется в ее главном сечении. Часть профиля зуба, по которой происходит взаимодействие с профилем парного колеса, называется *активным профилем*.

Прямая, проведенная перпендикулярно касательной  $kl$  к эвольвенте, называется *контактной нормалью*, следовательно, линия зацепления  $MN$  является общей контактной нормалью к сопряженным эвольвентам. Прямую линию, пересекающую оси вращения сопрягаемых зубчатых колес, называют *межосевой линией*, а расстояние между этими осями по межосевой линии – *межосевым расстоянием*  $a_{\omega}$  (рис. 6.17).

Точка  $p$  (см. рис. 6.16) пересечения межосевой линии с общей контактной нормалью к двум сопряженным профилям зубьев называется *полюсом зацепления*. Окружности, описанные вокруг центров зубчатой пары, проходящие через полюс зацепления  $p$ , называются *начальными окружностями*. При работе зубчатой пары их начальные окружности взаимно обкатываются без скольжения. Диаметр начальных окружностей обозначается –  $d_{\omega}$ . Угол между линией зацепления  $MN$  и прямой  $AB$ , перпендикулярной к межосевой линии  $O_1O_2$ , называется *углом зацепления*  $\alpha_{\omega}$ .

Окружность радиуса  $r_a$ , описанная вокруг центра колеса и ограничивающая вершины головок зубьев, называется *окружностью вершин зубьев*. Диаметр этой окружности обозначается  $d_a$ . Окружность радиуса  $r_f$ , ограничивающая впадины зубьев, называется *окружностью впадин*. Ее диаметр обозначается  $d_f$ . Разность между радиусами окружностей вершин и впадин составляет *высоту зуба*  $h$ .

У отдельно взятого зубчатого колеса начальная окружность неизвестна до тех пор, пока нет парного колеса и неизвестно межосевое расстояние. У него может быть установлена делительная окружность, которая получается при зацеплении колеса со стандартной рейкой. *Делительная окружность* зубчатого колеса представляет собой как бы производствен-

ную начальную окружность, возникающую в процессе изготовления колеса методом обкатки. Она принимается за базу для определения размеров зубчатых колес.

*Начальные окружности сопряженной пары зубчатых колес без смещения и модификации при правильном межосевом расстоянии совпадают с делительными окружностями, однако эти понятия смешивать не следует.* Диаметр делительной окружности обозначается  $d$ .

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров колес, называется *делительным межосевым расстоянием*  $a$ .

Часть зуба, расположенная между окружностью вершин зубьев зубчатого колеса и делительной окружностью, называется *головкой зуба*, а часть зуба между делительной окружностью и окружностью впадин называется *ножкой зуба*. Высота головки зуба обозначается  $h_a$ , а высота ножки зуба –  $h_f$ .

Длина дуги делительной окружности, ограниченная боковыми сторонами профиля зуба, называется *толщиной зуба*  $s_t$ . Длина дуги делительной окружности, ограниченная боковыми сторонами профилей двух смежных зубьев, называется *шириной впадины*  $s_f$ .

Длина дуги делительной окружности, заключенная между одноименными, т.е. обращенными в одну сторону, профилями двух смежных зубьев, называется *делительным окружным шагом*  $p_t$ . Расстояние по нормали между двумя контактными точками соседних одноименных поверхностей зубьев сопрягаемых колес называется *шагом зацепления*  $p_a$ . Шаг зацепления равен основному нормальному шагу, т.е.  $p_a = p_{bn}$ . Между делительным окружным шагом  $p_t$  и основным нормальным шагом  $p_{bn}$  или шагом зацепления  $p_a$  (так же как между диаметрами основной  $d_b$  и делительной  $d$  окружности цилиндрических зубчатых колес) существуют определенные зависимости:  $p_{bn} = p_a = p_t \cos \alpha_\omega$ ;  $d_b = d \cos \alpha_\omega$ .

Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге произвольной окружности, концентричной делительной, называется *окружным шагом*.

Центральный угол концентрической окружности, равный  $360^\circ / z$ , или  $\pi / z$ , называется *угловым шагом зубьев*  $\tau$ . Если число зубьев колеса равно  $z$ , то произведение  $p_t z$  есть длина делительной окружности, т.е.  $\pi d$ .

Следовательно,  $d = \frac{p_t z}{\pi}$ .

Отношение делительного окружного шага  $p_t$  к числу  $\pi$  называется *модулем* зубчатого колеса  $m$ . Линейная величина, в  $\pi$  раз меньшая, чем шаг эвольвентного зацепления, т.е.

$$\frac{p_a}{\pi} = m_a, \quad (6.1)$$

названа *модулем зацепления*. Если в равенстве  $d = \frac{p_t z}{\pi}$  вместо  $\frac{p_t}{\pi}$  принять  $m$ , то  $d = mz$ . Из этого следует, что делительная окружность зубчатого колеса есть такая окружность, у которой диаметр равен произведению модуля  $m$  на число зубьев  $z$ . Через модуль могут быть выражены все геометрические размеры зубчатых колес.

*Модуль является основным параметром зубчатой передачи, определяющим ее размеры. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаков.*

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения модуля  $m$  стандартизованы. Значения модулей цилиндрических зубчатых колес по ГОСТ 9563-60 приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

#### Модули зацепления

До 1 мм		Свыше 1 до 10 мм		Свыше 10 до 100 мм	
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2
0,05	0,055	1,25	1,125	12	11
0,06	0,07	1,5	1,375	16	14
0,08	0,09	2,0	1,75	20	18
0,1	0,11	2,5	2,25	25	22
0,12	0,14	3,0	2,75	32	28
0,15	0,18	4,0	3,5	40	36
0,2	0,22	5,0	4,5	50	45
0,25	0,28	6,0	5,5	60	55
0,3	0,35	8,0	7,0	80	70
0,4	0,45	10	9,0	100	90
0,5	0,55				
0,6	0,7				
0,8	0,9				
1,0					

При назначении модулей ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

Зубчатые колеса с модулем до 1,0 мм принято называть мелко-модульными; от 1,0 до 10 мм – среднемодульными и свыше 10 мм – крупномодульными.

Для обеспечения постоянства передаточного числа в любой момент времени необходимо, чтобы выходу из зацепления очередной пары зубьев предшествовало вступление в зацепление последующей пары зубьев, т.е. последующая пара зубьев должна попасть на активную линию зацепления. Это оценивается коэффициентом торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right). \quad (6.2)$$

Коэффициент  $\varepsilon_{\alpha}$  характеризует плавность зацепления; он должен быть больше 1,0. Коэффициент  $\varepsilon_{\alpha}$  показывает, сколько зубьев в среднем находится одновременно в зацеплении. Например, при  $\varepsilon_{\alpha} = 1,4$  в течении 40 % времени в зацеплении находятся две пары зубьев, а в течении 60 % времени – одна пара. С увеличением  $\varepsilon_{\alpha}$  повышается плавность хода и нагрузочная способность передачи. Если  $\varepsilon_{\alpha} < 1,0$ , то произойдет размыкание контакта между зубьями.

Согласно ГОСТ 16531-83 перед определением параметров нормального исходного контура, выраженных в долях модуля, ставят соответствующий коэффициент с добавлением знака \*. ГОСТ 13755-81 устанавливает следующие коэффициенты параметров зубчатого колеса:

- высоты делительной головки зуба  $h_a^* = m$ ;
- высоты делительной ножки зуба  $h_f^* = m + c^*$ ;
- радиального зазора  $c^* m$  (для колес с модулем более 1 мм  $c^* = 0,25m$ ; для мелко модульных колес от 0,1 до 0,5 мм –  $c^* = 0,5m$ ; для колес свыше 0,5 до 1,0 мм –  $c^* = 0,35m$ ).

### **6.3. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес**

Исходными данными для расчета геометрических параметров зубчатых колес являются:

- модуль  $m$ ;
- числа зубьев  $z_1$  и  $z_2$ ;
- угол наклона линии зуба  $\beta$ ;
- межосевое расстояние  $a_{\omega}$ ;
- коэффициенты смещения колес  $x_1$  и  $x_2$  (если не задано  $a_{\omega}$ ).

При исходном контуре по ГОСТ 13754-81 принимаются угол главного профиля  $\alpha = 20^\circ$ , коэффициенты высоты головки зуба  $h_a^* = 1,0$ , высоты ножки зуба  $h_f^* = 1,25$ , радиального зазора  $c^* = 0,25$ .

ГОСТ 16530-83 регламентирует термины:

- *передаточное число*  $u = \frac{z_2}{z_1}$  – отношение числа зубьев колеса к

числу зубьев шестерни;

- *передаточное отношение*  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  – отношение угловой скорости

ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого колеса.

Следовательно, передаточное число *относится только к паре зубчатых колес*; всегда *положительное и больше единицы*.

У косозубых (см. рис. 6.2, б) и шевронных (рис. 6.2, в) колес зубья наклонены под некоторым углом  $\beta$  к образующей делительного цилиндра, но оси колес являются при этом параллельными. Косозубое эвольвентное колесо имеет теоретически точные эвольвентные профили в торцовых сечениях. Это обеспечивает торцовую картину зацепления в косозубой передаче, совпадающую по характеру с зацеплением прямозубых эвольвентных передач. Расчет геометрических параметров косозубых эвольвентных передач производится по аналогичным формулам, что и для прямозубых, только в них необходимо подставлять торцовые значения модуля  $m_t$  и коэффициентов высоты головки зуба  $h_{ta}^*$  и радиального зазора  $c_t^*$ . Параметры в торцовом и в нормальном к зубу сечениям связаны между собой соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} m_t &= \frac{m}{\cos \beta}; \\ h_{ta}^* &= h_a^* \cos \beta; \\ c_t^* &= c^* \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (6.3)$$

Угол  $\beta$  наклона линии зуба назначают в пределах  $8...15^\circ$ , для шевронных колес  $\beta < 45^\circ$  ( $\beta = 30...45^\circ$ ). С увеличением угла наклона  $\beta$  увеличивается плавность зацепления и нагрузочная способность передачи.

Относительная продолжительность зацепления косых зубьев в осевом сечении характеризуется осевым коэффициентом перекрытия

$$\epsilon_\beta = \frac{b_\omega \sin \beta}{\pi m}, \quad (6.4)$$

где  $b_\omega$  – ширина венца (для шевронного колеса ширина полушеврона).

Рекомендуется принимать  $\epsilon_\beta \geq 1,1$ .

Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

**Формулы для определения основных геометрических параметров цилиндрических зубчатых колес**

Наименование параметра	Обозначение	Вид передачи	
		прямозубая	косозубая
Модуль	$m$	$m = \frac{P_t}{\pi}$	$m = m_t \cos \beta$
Диаметр вершин зубьев	$d_a$	$d_a = d + 2(h_a^* + x)m$	$d_a = d + 2(h_a^* + x)m$
Диаметр впадин	$d_f$	$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m$	$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m$
Делительный диаметр	$d$	$d = mz$	$d = \frac{mz}{\cos \beta}$
Передаточное число	$u$	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u = \frac{z_2}{z_1}$
Межосевое расстояние	$a_\omega$	$a_\omega = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$	$a_\omega = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$
Ширина зубчатого венца	$b_2$	$b_2 = \psi_a a_\omega$	$b_2 = \psi_a a_\omega$
Ширина венца шестерни: – при твердости зубьев менее 350НВ; – при твердости зубьев более 350 НВ	$b_1$	$b_1 = 1,12b_2$  $b_1 = b_2$	$b_1 = 1,12b_2$  $b_1 = b_2$
<i>Значения межосевого расстояния <math>a_\omega</math>, мм, выбирают из ряда чисел: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, ... 2500</i>			
<i>Значения <math>b_1</math> и <math>b_2</math> принимают из ряда чисел R40</i>			

Для выбора модуля передач редукторного типа используют следующие эмпирические зависимости:

- при твердости менее 350НВ  $m_n = (0,01...0,02)a_\omega$ ;
- при твердости шестерни более 45HRC и колеса менее 350НВ  $m_n = (0,0125...0,025)a_\omega$ ;
- при твердости зубьев шестерни и колеса более 45HRC  $m_n = (0,016...0,0315)a_\omega$ .

Меньшие значения принимаются для колес, работающих в продолжительном режиме с малыми перегрузками, высокими скоростями; большие – при возможности абразивного изнашивания, значительных перегрузках, средних скоростях и кратковременных режимах работы [10].

С уменьшением модуля растет число зубьев и плавность хода, уменьшаются потери на трение, но понижается сопротивление изгибной усталости, возрастает чувствительность к концентрации нагрузки. С увеличением модуля колеса дольше противостоят абразивному изнашиванию, могут более длительное время работать после начала усталостного изнашивания активных поверхностей зубьев.

При выборе числа зубьев шестерни следует придерживаться определенных рекомендаций. Для несмещенных прямозубых колес  $z_{1\min} = 17$ . Для редукторов рекомендуется принимать  $z_1 = 20...30$  – первая ступень,  $z_1 = 17...24$  – последующие ступени. В случае увеличения  $z_1$  понижается интенсивность шума, поэтому для быстроходных передач рекомендуется  $z_1 \geq 25$ .

#### 6.4. Силы в зацеплении цилиндрических передач

При расчетах зубчатых передач обычно задаются мощностью (кВт) на шестерне  $P_1$  или на колесе  $P_2$  и частотой вращения  $n_1$  или  $n_2$  ( $\text{мин}^{-1}$ ) соответственно. Скручивающий момент (Н·м), действующий на шестерни, определяется по формуле:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}. \quad (6.5)$$

Тогда скручивающий момент на зубчатом колесе

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} \quad \text{или} \quad T_2 = T_1 u \eta.$$

При определении усилий в зубчатом зацеплении пренебрегаем силами трения, возникающими на активных поверхностях зубьев [32]. Тогда силы, возникающие между соприкасающимися зубьями, будут нормальны к их активным поверхностям. Считая, что нормальные силы равномерно распределены по длине контактных линий, заменяем их сосредоточенной нормальной силой  $F_n$ , действующей в среднем сечении зуба (рис. 6.18) и равной

$$F_n = \int_{A_k} \sigma_k dA_k, \quad (6.6)$$

где  $\sigma_k$  – контактное напряжение;  $A_k$  – площадь поверхности контакта.

Раскладывая силу  $F_n$  вдоль радиуса колеса и перпендикулярно ему, получим радиальную  $F_r$  и окружную  $F_t$  составляющие.

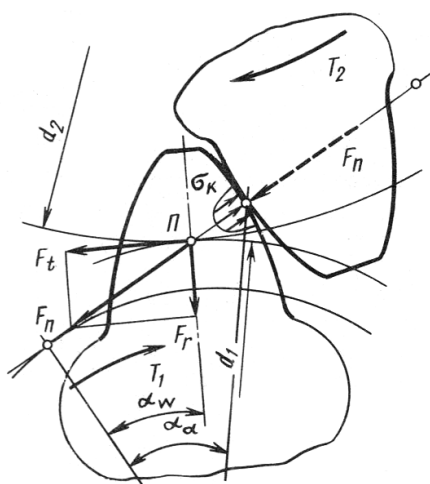


Рис. 6.18. Усилия в зацеплении прямозубых цилиндрических колес

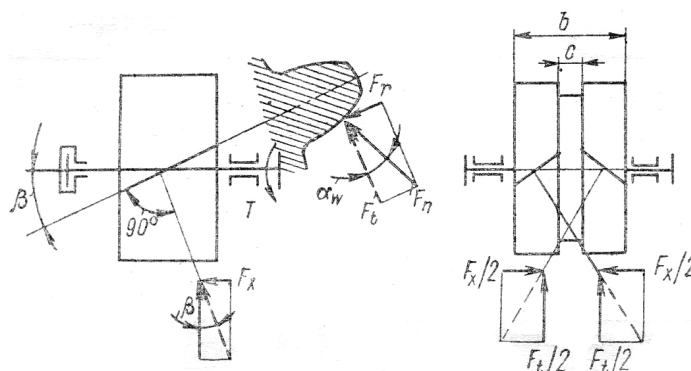


Рис. 6.19. Усилия в зацеплении косозубых и шевронных цилиндрических колес

На рисунке 6.19 представлено разложение силы  $F_n$ , действующей в зацеплении косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых колес, на окружную  $F_t$ , радиальную  $F_r$  и осевую  $F_a$  составляющие.

Шевронные зубчатые колеса подобны сдвоенным косозубым колесам с противоположным направлением зубьев. В этом случае осевые усилия на обоих полушевронах одинаковы по величине и противоположны по направлению, поэтому их результирующая равна нулю. Однако для того, чтобы компенсировать неравномерность распределения нагрузки между шевронами, возникающую вследствие неточности изготовления колес и монтажа передачи, необходимо вал одного из зубчатых колес выполнять подвижным в осевом направлении.

Формулы для определения усилий, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых колес, приведены в табл. 6.5.

Таблица 6.5

Усилия, действующие в зацеплении цилиндрических зубчатых колес

Сила	Расчетная формула для вида передачи	
	прямозубая	косозубая
Окружная $F_t$	$F_t = \frac{2T}{d}$	$F_t = \frac{2T}{d}$
Радиальная $F_r$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega = \frac{2T \operatorname{tg} \alpha_\omega}{d}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega = \frac{2T \operatorname{tg} \alpha_\omega}{d \cos \beta}$
Нормальная $F_n$	$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega} = \frac{2T}{d \cos \alpha_\omega}$	$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega} = \frac{2T}{d \cos \alpha_\omega \cos \beta}$
Осевая $F_a$	-	$F_a = \frac{2T \operatorname{tg} \beta}{d}$



## 6.5. Расчеты на прочность цилиндрических передач

Проверочные расчеты на прочность зубчатых колес выполняются для известных размеров передачи и действующих нагрузок с целью определения нагрузочной способности.

Расчет производится для менее прочного из зубчатых колес передачи.

### 6.5.1. Расчет на контактную прочность

Расчет на контактную прочность служит для предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев и является *обязательным для закрытых зубчатых передач*.

Условие прочности, согласно ГОСТ 21354-87, записывается в следующем виде:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}, \quad (6.7)$$

где  $\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение.

Расчетное контактное напряжение  $\sigma_H$ , МПа, при контакте зубьев в полюсе зацепления, без учета дополнительных нагрузок ( $K_H = 1$ ), определяется по формуле [18]

$$\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{q_H}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (6.8)$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;  $Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;  $q_H$  – удельная расчетная сила;  $d_1$  – делительный диаметр шестерни;  $u$  – передаточное число.

Рассмотрим выбор коэффициентов и параметров, входящих в формулы (6.7) и (6.8).

*Коэффициент  $Z_H$* , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, определяется по кривым рис. 6.20 в зависимости от угла наклона зубьев и отношения суммы коэффициентов смещений к сумме чисел зубьев  $\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$ .

*Коэффициент  $Z_M$*  учитывает механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес. В общем случае он определяется по формуле

$$Z_M = \sqrt{\frac{1}{\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}},$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $E_1, E_2$  – модули упругости материалов шестерни и колеса. Для стальных зубчатых колес  $Z_M = 275 (\text{Н/мм})^{0,5}$ .

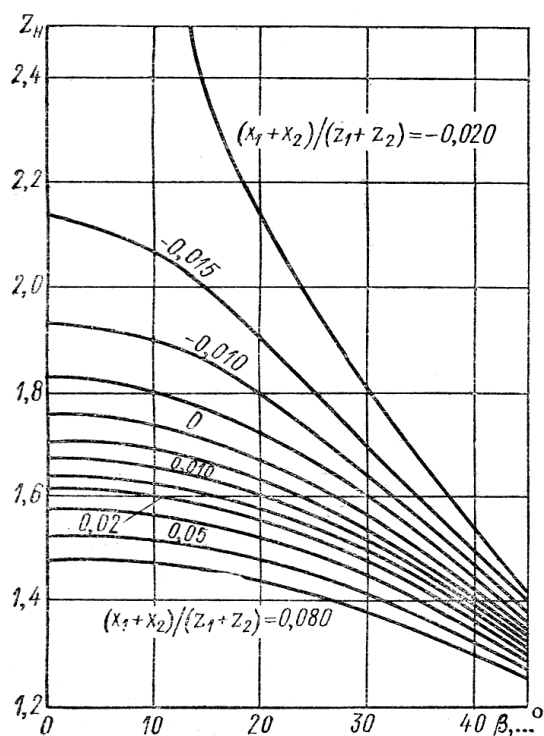


Рис. 6.20. Значение коэффициента  $Z_H$

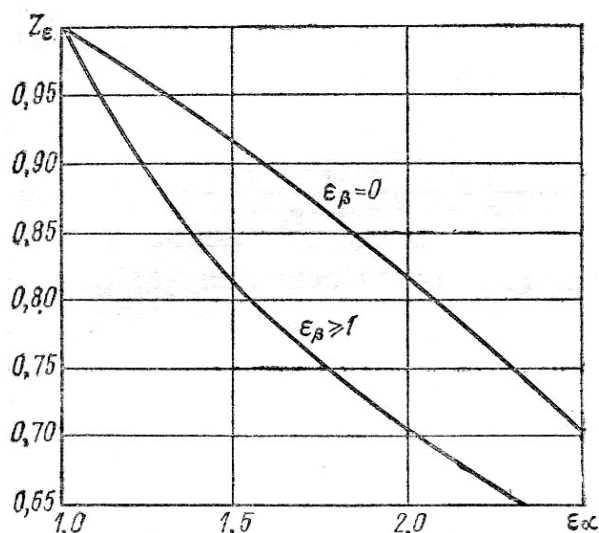


Рис. 6.21. Значение коэффициента  $Z_\epsilon$

Коэффициент  $Z_\epsilon$  учитывает суммарную длину контактных линий. Определяется по кривым рис. 6.21 в зависимости от коэффициента торцового  $\epsilon_\alpha$  и осевого  $\epsilon_\beta$  перекрытий.

Удельная расчетная нагрузка  $q_H$  находится по формуле

$$q_H = \frac{2000T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{b \cdot d_1}, \quad (6.9)$$

где  $T_1$  – расчетная нагрузка, Н·м;  $K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;  $K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца;  $K_{Hv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;  $b$  – ширина зубчатого венца.

Коэффициент  $K_{H\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ ; для косозубых и шевронных передач определяется по кривым рис. 6.22 в зависимости от окружной скорости и степени точности зубчатых колес.

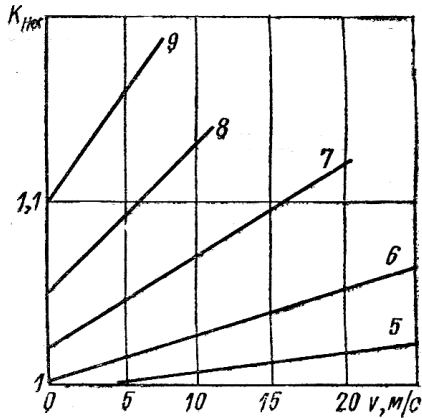


Рис. 6.22. Величины коэффициента  $K_{H\alpha}$  для косозубых и шевронных передач

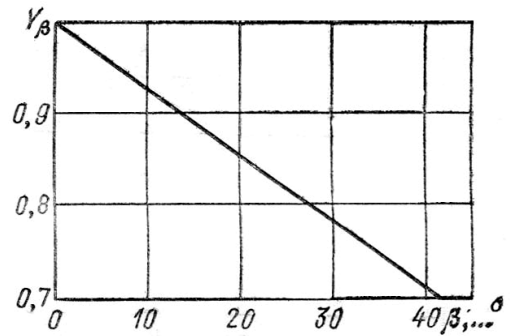


Рис. 6.23. Значение коэффициента  $Y_{\beta}$

Коэффициент  $K_{H\beta}$  с достаточной степенью точности может быть определен по кривым рис. 6.24 в зависимости от отношения  $\frac{b}{d_1} = \psi_{bd}$ , схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев.

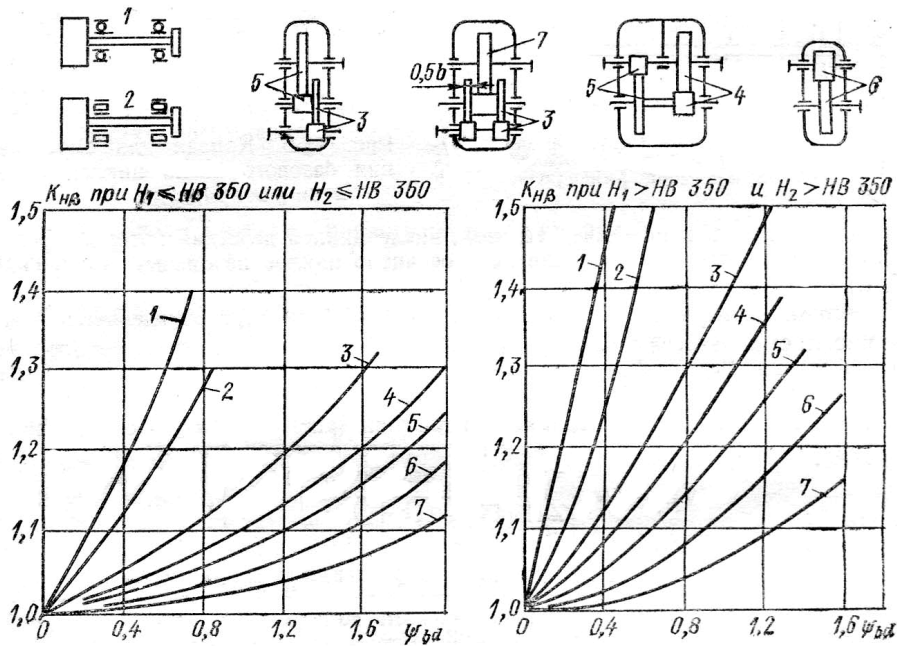


Рис. 6.24. Ориентировочные значения коэффициента  $K_{H\beta}$

Коэффициент  $K_{Hv}$ , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи, возникающую из-за ошибки шага зубьев, деформации изгиба зубьев под нагрузкой, переменной изгибной жесткости зубьев и опор и др. [5], определяется по табл. 6.6.

Коэффициент динамической нагрузки  $K_{Hv}$ 

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость поверхности зубьев, HB	Тип передачи	$K_{Hv}$				
			v, м/с				
			1	5	10	15	20
7	$H_1$ и $H_2 > 350$	прямозубая	1,02	1,12	1,25	1,37	1,5
		косозубая	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20
	$H_1$ и $H_2 \leq 350$	прямозубая	1,04	1,20	1,40	1,60	1,80
		косозубая	1,02	1,08	1,16	1,24	1,32
8	$H_1$ и $H_2 > 350$	прямозубая	1,03	1,15	1,30	1,45	1,60
		косозубая	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
	$H_1$ и $H_2 \leq 350$	прямозубая	1,05	1,24	1,48	1,72	1,96
		косозубая	1,02	1,10	1,19	1,29	1,38
9	$H_1$ и $H_2 > 350$	прямозубая	1,03	1,17	1,35	1,52	1,70
		косозубая	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28
	$H_1$ и $H_2 \leq 350$	прямозубая	1,06	1,28	1,56	1,84	-
		косозубая	1,02	1,11	1,22	1,34	1,45

Допускаемое контактное напряжение определяется по формуле [27]

$$[\sigma_H] = \frac{0,9\sigma_{H\lim}Z_N}{S_H}, \quad (6.10)$$

где  $\sigma_{H\lim}$  – предел контактной выносливости, МПа, при  $HB \leq 350$   $\sigma_{H\lim} = 2HB + 70$ ; при  $HRC38...52$   $\sigma_{H\lim} = 17HRC + 200$ ;  $Z_N$  – коэффициент долговечности,  $1 \leq Z_N \leq 2,6$ ;  $S_H$  – коэффициент запаса прочности,  $S_H = 1,1...1,2$ .

### 6.5.2. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

Данный вид расчета служит для предотвращения усталостного излома зубьев и является обязательным для открытых зубчатых передач.

Условие прочности имеет следующий вид:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (6.11)$$

где  $\sigma_{FP}$  – допускаемое напряжение изгиба зубьев, МПа.

Расчетное напряжение на переходной поверхности зуба, под которым понимается максимальное местное напряжение, вызываемое расчетной нагрузкой на переходной поверхности зубьев со стороны растяжения [18], определяется по формуле

$$\sigma_F = Y_{Fs} Y_\epsilon Y_\beta \frac{q_F}{m}, \quad (6.12)$$

где  $Y_{Fs}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба;  $Y_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;  $Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба;  $m$  – модуль зацепления;  $q_F$  – удельная расчетная окружная сила.

Удельная расчетная окружная сила  $q_F$  определяется по формуле

$$q_F = \frac{2000 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{b d_1}, \quad \left[ \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right], \quad (6.13)$$

где  $K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете на выносливость при изгибе;  $K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе;  $K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, при расчете на выносливость при изгибе.

Рассмотрим выбор коэффициентов и параметров, входящих в формулы (6.12) и (6.13).

*Коэффициент  $Y_F$* , учитывающий форму зуба, определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_v$  и величины смещения  $x$ . В инженерной практике  $Y_F$  может быть определен по табл. 6.7 [6].

Таблица 6.7

**Коэффициент формы зуба  $Y_F$**

Параметр	Значение параметра										
	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	$\geq 100$
$Y_F$	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,80	3,75	3,70	3,65	3,60	3,60

*Коэффициент  $Y_\epsilon$* , учитывающий перекрытие зубьев, для прямозубых, косозубых и шевронных зубчатых колес без смещения принимается равным 1.

*Коэффициент  $Y_\beta$* , учитывающий наклон зуба, для косозубых и шевронных зубчатых колес определяется по графику рис. 6.23.

Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых колес  $K_{F\alpha} = 1$ ; для косозубых и шевронных колес  $K_{F\alpha}$  зависит от окружной скорости и степени точности [6]: при  $v \leq 10$  м/с и степени точности 6...8 коэффициент  $K_{F\alpha} = 0,72...0,91$ .

Коэффициент  $K_{F\beta}$ , учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, определяется ориентировочно по кривым, представленным на рис. 6.25, в зависимости от схемы передачи, твердости активных поверхностей зубьев и величины коэффициента  $\psi_{bd}$ .

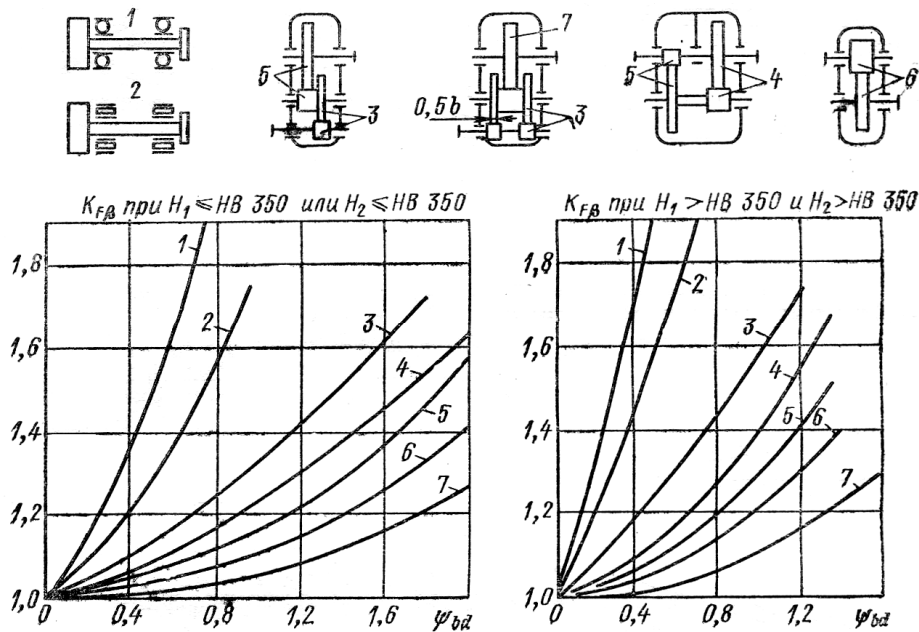


Рис. 6.25. Ориентировочные значения коэффициента  $K_{F\beta}$

Коэффициент  $K_{Fv}$ , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, определяется по табл. 6.8 в зависимости от степени точности передачи, твердости поверхностей зубьев и окружной скорости [5].

Допускаемые изгибные напряжения определяются по формуле [27]:

$$[\sigma_F] = 0,4\sigma_{F\lim}Y_N Y_A, \quad (6.14)$$

где  $\sigma_{F\lim}$  — предел выносливости при изгибе материалов зубчатых колес, МПа, при  $HB \leq 350$   $\sigma_{F\lim} = 1,75HB$ ; при  $HRC38...52$   $\sigma_{F\lim} = 460...580$  МПа;  $Y_N$  — коэффициент долговечности, при  $HB \leq 350$   $1 \leq Y_N \leq 4,0$ ; при  $HB > 350$   $1 \leq Y_N \leq 2,5$ ;  $Y_A$  — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки: при одностороннем прило-

жении нагрузки  $Y_A = 1,0$ , при двустороннем приложении нагрузки  $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ .

Таблица 6.8

**Коэффициент динамической нагрузки  $K_{Fv}$**

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость поверхности зубьев, НВ	Тип передачи	$K_{Fv}$				
			$v, \text{ м/с}$				
			1	5	10	15	20
7	$H_1$ и $H_2 > 350$	прямозубая	1,02	1,12	1,25	1,37	1,5
		косозубая	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20
	$H_1$ и $H_2 \leq 350$	прямозубая	1,08	1,40	1,80	-	-
		косозубая	1,03	1,16	1,32	1,48	1,64
8	$H_1$ и $H_2 > 350$	прямозубая	1,03	1,15	1,30	1,45	1,60
		косозубая	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
	$H_1$ и $H_2 \leq 350$	прямозубая	1,10	1,48	1,96	-	-
		косозубая	1,04	1,19	1,38	1,58	1,77
9	$H_1$ и $H_2 > 350$	прямозубая	1,03	1,17	1,35	1,52	1,70
		косозубая	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28
	$H_1$ и $H_2 \leq 350$	прямозубая	1,11	1,56	-	-	-
		косозубая	1,04	1,22	1,45	1,67	-

**6.6. Конические зубчатые передачи**

Конические зубчатые колеса (см. рис. 6.2, *д*, *е*) применяют в передачах, оси валов которых пересекаются под некоторым углом  $10^\circ \leq \Sigma \leq 170^\circ$ . Обычно  $\Sigma = 90^\circ$ . Конические колеса обычно выполняют прямозубыми или с винтовыми зубьями (рис. 6.26). Прямозубые конические передачи применяют при окружных скоростях до 3 м/с, при более высоких скоростях применяют передачи с круговыми зубьями [5].

Зацепление двух конических колес можно представить как качение без скольжения конусов с углами при вершинах  $2\delta_1$  и  $2\delta_2$  (рис. 6.27). Эти конусы называют *начальными*. Линию касания этих конусов *ОЕ* называют *полюсной линией*.

Конические зубчатые передачи выполняют без смещения исходного контура ( $x_1 = 0, x_2 = 0$ ) или равносмещенными ( $x_2 = -x_1$ ). Поэтому начальные конусы совпадают с делительными.

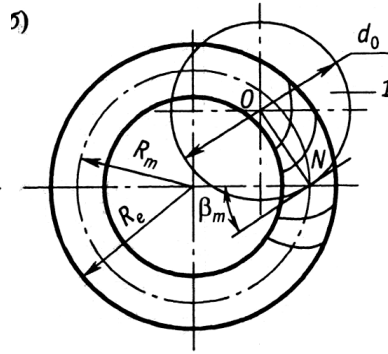
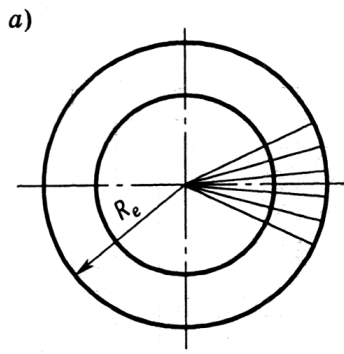


Рис. 6.26. Формы зубьев конического колеса:  
а – прямые; б – круговые

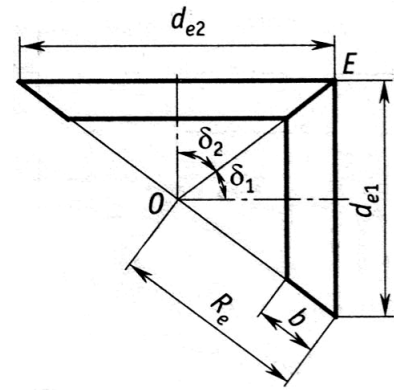


Рис. 6.27. Схема конической передачи

В сравнении с цилиндрическими конические передачи имеют большую массу и габариты, сложнее в изготовлении и монтаже. Одно из конических колес, как правило, шестерня, располагается консольно, при этом вследствие повышенной деформации консольного вала увеличиваются неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и шум [6].

### 6.6.1. Основные геометрические параметры

Геометрические расчеты конических зубчатых колес аналогичны расчетам цилиндрических колес.

Передаточное число при угле  $\Sigma = 90^\circ$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (6.15)$$

Для конической прямозубой передачи рекомендуется  $u = 1; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4$  [6].

Минимально допустимые числа зубьев шестерни приведены в табл. 6.9.

К основным геометрическим параметрам относятся следующие параметры, которые определяются в зависимости от модуля и числа зубьев.

Углы делительных конусов (см. рис. 6.27):

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{e1}}{d_{e2}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}; \quad (6.16)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Модуль конического колеса изменяется по длине зуба. За основной принимают окружной модуль на внешнем торце  $m_{te}$ , который наиболее удобно измерять. Его иногда называют производственным модулем и его можно выбирать по стандарту (ГОСТ 9563-60).



**Минимально допустимые числа зубьев шестерни конических передач в зависимости от угла наклона зуба в середине ширины венца  $\beta_n$  [25]**

Передаточное число $u$	$z_1$ при $\beta_n$		
	0...15	20...25	30...40
1	17	17	17
1,6	15	15	14
2	13	12	11
$\geq 3,15$	12	10	8

Внешние делительные диаметры колес равны

$$d_{e1} = m_{te} z_1; \tag{6.17}$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2.$$

Внешнее конусное расстояние  $R_e$  (рис. 6.28) равно

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \tag{6.18}$$

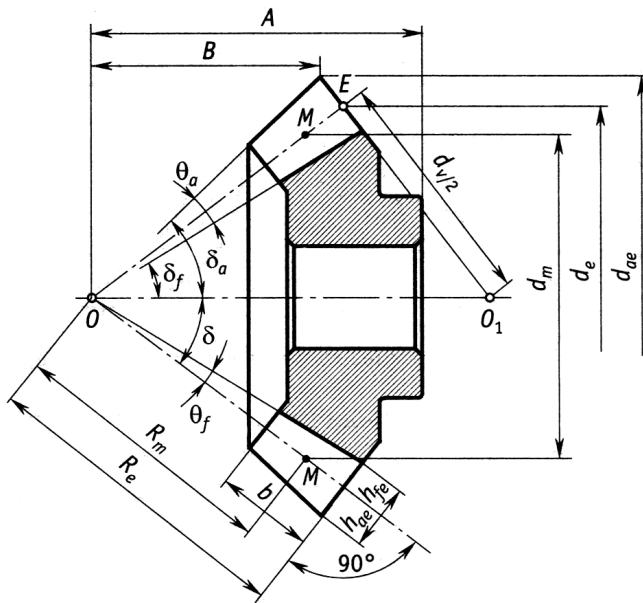


Рис. 6.28. Геометрические параметры конического зубчатого колеса

Среднее конусное расстояние равно

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e\left(1 - 0,5\frac{b}{R_e}\right) = R_e(1 - 0,5K_{be}), \tag{6.19}$$

где  $K_{be} = \frac{b}{R_e}$  — коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Значение  $K_{be} \leq 0,35$  (обычно 0,285) [5].

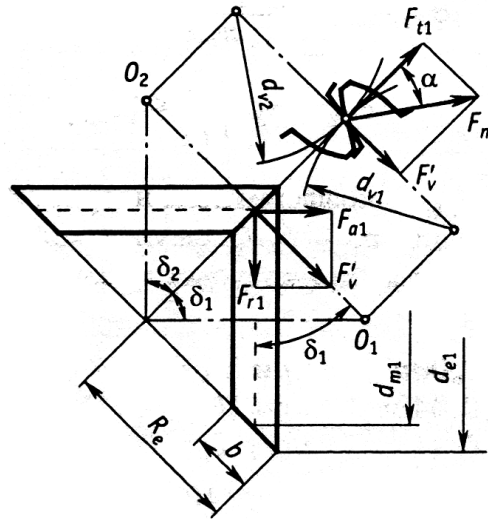


Рис. 6.29. Силы, действующие в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи

Средний модуль

$$m_m = m_{te} (1 - 0,5K_{be}) \approx 0,857m_{te}. \quad (6.20)$$

Средний делительный диаметр

$$d_m = d_e (1 - 0,5K_{be}) \approx 0,857d_e. \quad (6.21)$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta. \quad (6.22)$$

В силовых передачах рекомендуется принимать  $m_{te} \geq 1,5$  мм.

В соответствии с исходным контуром прямозубых конических колес радиальный зазор  $s = 0,2m_{te}$ , тогда внешняя высота головки зуба  $h_{ae} = m_{te}$  и внешняя высота ножки зуба  $h_{fe} = 1,2m_{te}$ .

Диаметр эквивалентного зубчатого колеса

$$d_v = 2O_1E = \frac{d_e}{\cos \delta}. \quad (6.23)$$

Эквивалентное число зубьев равно

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}. \quad (6.24)$$

### 6.6.2. Силы в зацеплении

Силы в зацеплении определяют по размерам в среднем сечении зуба шестерни. Нормальную силу  $F_n$  (рис. 6.29) раскладываем на составляющие: окружную  $F_t$ , радиальную  $F_r$  и осевую  $F_a$ .

При известном вращающем моменте  $T_1$  определяем окружную силу на среднем делительном диаметре шестерни, а затем и другие составляющие (сечение  $O_2O_1$  на рис. 6.29):

$$F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{m1}} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{e1}(1 - 0,5K_{be})}. \quad (6.25)$$

Для шестерни прямозубой передачи:

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \\ F_{a1} &= F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \end{aligned} \quad (6.26)$$

Для колеса направление сил противоположно, при этом

$$\begin{aligned} F_{t2} &= -F_{t1}; \\ F_{r2} &= -F_{a1}; \\ F_{a2} &= -F_{r1}. \end{aligned} \quad (6.27)$$

Направление окружных сил, как и в цилиндрической передаче, зависит от направления вращения колес. Осевые силы всегда направлены от вершин конусов, радиальные – к осям вращения колес.

### 6.6.3. Расчет на прочность

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев прямозубой конической передачи выполняют по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей, но для расчетов конические колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми колесами, начальные окружности которых представляют собой развертки средних дополнительных конусов.

Формула проверочного расчета прямозубых конических передач на контактную прочность [5] имеет вид

$$\sigma_H = 3 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_H T_1}{(1 - K_{be}) K_{be} d_{e1}^3 \vartheta_{Hu}}} \leq [\sigma_H], \quad (6.28)$$

где  $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha}$  – коэффициент нагрузки;  $\vartheta_H = 0,85$  – коэффициент понижения допускаемой нагрузки прямозубых конических передач по сравнению с цилиндрическими передачами.

При проектном расчете определяют внешний делительный диаметр шестерни из выражения (6.28) для  $K_{be} = 0,285$ :

$$d_{e1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{[\sigma_H]^2 \vartheta_{Hu}}}. \quad (6.29)$$

Затем определяют основные геометрические параметры передачи из зависимостей (6.16) – (6.24).

Проверочный расчет зубьев на изгиб прямозубых конических передач выполняют по формулам [5]:

$$\sigma_{F1} = \frac{2,7 K_F T_1 Y_{F1} \cdot 10^3}{b d_{e1} m_{te} \vartheta_F} \leq [\sigma_{F1}]; \quad (6.30)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}],$$

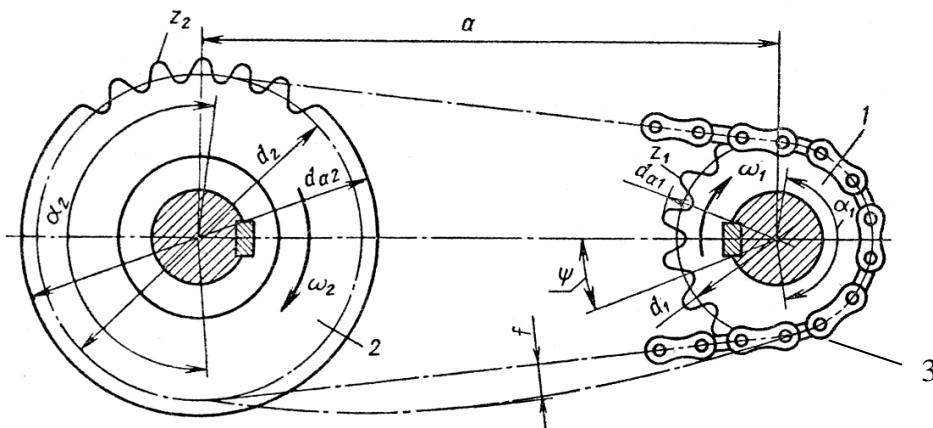
где  $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha}$  – коэффициент нагрузки;  $Y_F$  – коэффициент формы зуба для  $z_v$  по табл. 6.7 для прямозубых цилиндрических передач;  $\vartheta_F = 0,85$  – для прямозубых передач.

Открытые конические передачи выполняют только прямозубыми и применяют при окружных скоростях колес  $v \leq 1$  м/с. Размеры определяют из расчета на контактную прочность зубьев с последующей проверкой на изгиб аналогично расчету закрытых передач. При этом принимают коэффициенты  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$  и  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ . Расчетное значение  $m_{te}$  увеличивают на 30 % из-за повышенного изнашивания зубьев [6].

## Тема 7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

*Цепная передача* – это передача зацеплением с гибкой связью, состоящая из ведущей 1 и ведомой звездочек 2 и охватывающей их цепи 3 (рис. 7.1). Цепь состоит из шарнирно соединенных звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. В состав передачи часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения.

Цепные передачи применяют в приводах подъемно-транспортных, сельскохозяйственных, текстильных и полиграфических машин, велосипедах, мотоциклах и автомобилях, нефтебуровом оборудовании.



*Достоинства* цепных передач:

- компактность;
- отсутствие проскальзывания при больших нагрузках;
- меньше нагружают валы;
- возможность легкой замены цепи.

*Недостатки:*

- относительно быстрое изнашивание шарниров;
- повышенные требования к точности сборки;
- непостоянство скорости движения цепи;
- более сложные условия эксплуатации;
- шум и вибрации при работе.

Их используют для передачи мощности до 100 кВт при скоростях цепи до 30 м/с и межосевых расстояниях до 8 м. Потери на трение сравнительно невелики ( $\eta = 0,92...0,96$ ). Передача может работать между горизонтальными валами, а также при наклоне к горизонту линии центров звездочек до  $\psi = 75...80^\circ$  [11, 18].

## 7.1. Типы и характеристики цепей

Цепи по назначению разделяют на три группы:

- *грузовые* – используемые для закрепления грузов;
- *тяговые* – применяемые в машинах непрерывного транспорта для перемещения грузов;
- *приводные* – используемые для передачи движения.

Основные типы цепей приведены на рис. 7.2.

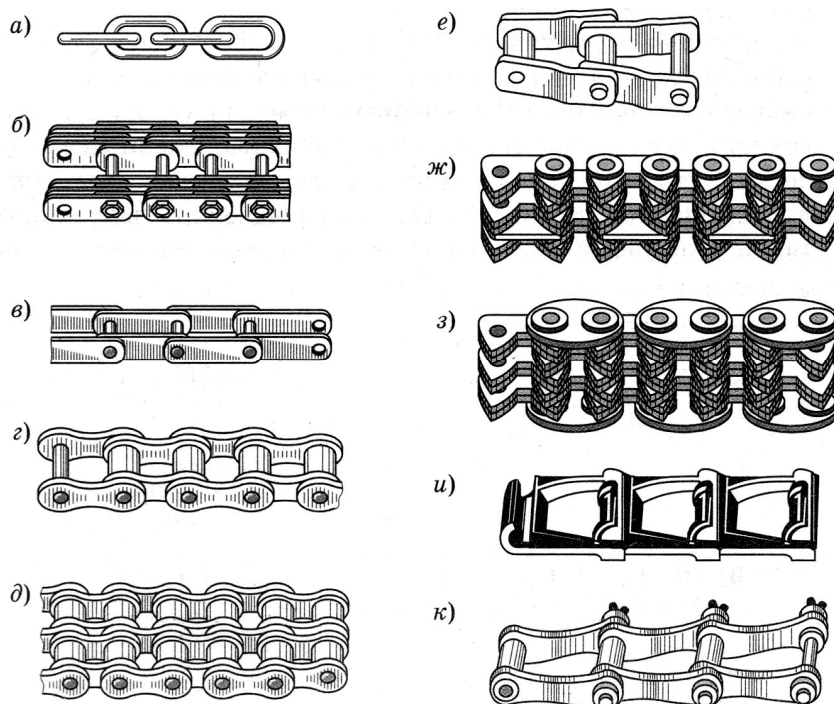


Рис. 7.2. Основные типы цепей: *а* – грузовая круглозвенная; *б* – грузовая пластинчатая шарнирная; *в* – тяговая пластинчатая; *г* – приводная роликовая однорядная, втулочная; *д* – приводная роликовая двухрядная; *е* – приводная роликовая с изогнутыми пластинами; *ж* – приводная зубчатая с внутренними направляющими пластинами; *з* – приводная зубчатая с боковыми направляющими пластинами; *и* – приводная фасоннозвенная крючковая; *к* – приводная фасоннозвенная втулочно-штыревая

*Грузовая круглозвенная цепь* (рис. 7.2, *а*) предназначена для работы с гладкими блоками и барабанами при скоростях не более 1 м/с. При превышении этих значений скоростей увеличивается износ мест соприкосновений звеньев, динамические нагрузки и возрастает опасность обрыва цепи. Их преимущества – гибкость во всех направлениях; возможность работы с малыми диаметрами блоков и барабанов; простота конструкции и изготовления. *Грузовая пластинчатая цепь* (рис. 7.2, *б*) более надежна, деформация звеньев под нагрузкой значительно меньше, движение цепи более плавное, но максимальная скорость цепи не должна превышать 0,25 м/с. Кроме того, они более тяжелые и дорогие, не могут изгибаться в поперечном направлении, шарниры подвергаются более сильному износу; они не могут навиваться на барабаны, а применяются только со звездочками [37].

Тяговые пластинчатые цепи (рис. 7.2, в) служат для перемещения грузов под любым углом к горизонтальной плоскости в транспортирующих машинах (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.). Скорость движения цепи не превышает 2...3 м/с. Существуют и круглозвенные, разборные, крючковые, вильчатые и др. [25, 38].

В приводах машин применяют роликовые, втулочные и зубчатые цепи. Они состоят из соединенных с помощью шарниров звеньев, которые обеспечивают гибкость цепи. Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой – разрушающая нагрузка. Шаг цепи кратен 25,4 мм (т.е.  $\approx 1$  дюйм). Используемый ряд шагов цепей, мм: 9,525; 12,7; 15,875; 19,05; 25,4; 31,75; 38,1; 44,45; 50,8.

Приводная роликовая цепь (рис. 7.3) состоит из последовательно чередующихся внутренних 1 и внешних 2 звеньев, шарнирно соединенных между собой. Каждое звено выполнено из двух пластин, напрессованных на втулки 3 (у внутренних звеньев) или на оси-валики 4 (у наружных звеньев). Для уменьшения износа и трения скольжения зубьев звездочек на втулку перед сборкой звена надевают ролик 5, свободно вращающийся на ней [11].

Концы цепи соединяют звеном (рис. 7.4, а), валик расклепывают и крепят шплинтом. При использовании цепей с нечетным числом звеньев необходимо применять специальные переходные звенья (рис. 7.4, б). Рекомендуются при скоростях цепи  $\leq 15$  м/с.

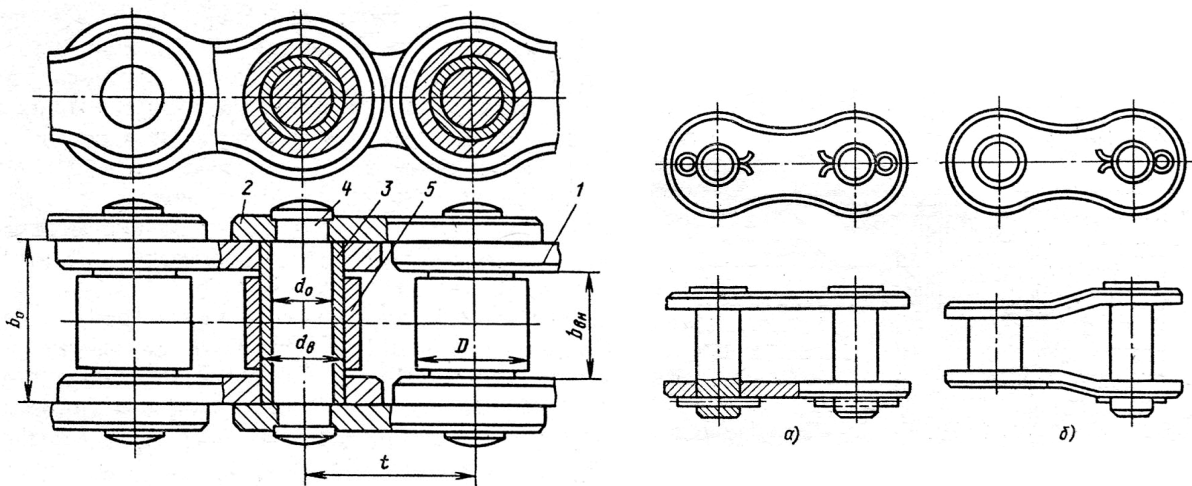


Рис. 7.3. Роликовая цепь

Рис. 7.4. Звенья цепи:  
а – соединительное; б – переходное

ГОСТ 13568-97 устанавливает следующие типы роликовых цепей: ПРА – роликовые однорядные нормальной точности; ПР – роликовые однорядные повышенной точности; ПРД – длиннозвенные; ПРИ – с изогнутыми пластинами. Многорядные цепи с числом рядов от двух до восьми

(рис. 7.2, д) собираются из деталей с такими же размерами, что и однорядные. Нагрузочная способность цепей прямо пропорциональна числу рядов.

При больших динамических нагрузках, частых реверсах применяют *роликовые цепи с изогнутыми пластинами* (рис. 7.2, е) [5].

*Втулочные цепи* однорядные ПВ и двухрядные 2ПВ (рис. 7.2, з) по ГОСТ 13568-97 отличаются от роликовых тем, что не имеют роликов. Это снижает их массу и стоимость, но увеличивает износ цепи и звездочек. Они обладают большей быстроходностью, но их изготавливают только с шагом 9,525 мм [5, 6, 11, 18].

*Зубчатые цепи* (рис. 7.2, ж-з и 7.5) состоят из набора пластин 1, шарнирно соединенных с сегментными валиками 2. Для устранения бокового сползания цепи со звездочек применяют направляющие пластины 3.

Передачи с зубчатыми цепями работают плавно и бесшумно при высоких скоростях (до 35 м/с), но имеют ограниченное применение из-за сложности изготовления, высокой стоимости и массы. Типы и основные параметры зубчатых цепей регламентированы ГОСТ 13552-81.

Детали цепей изготавливают из стального проката: пластины – из сталей 45, 50, 40Х, 40ХН и других с последующей закалкой до твердости  $HRC \geq 32$ ; валики, втулки и ролики – из сталей 15, 15Х, 20Х, 12ХНЗА, 38ХМЮА с последующей химико-термической обработкой до твердости  $HRC 50...63$ .

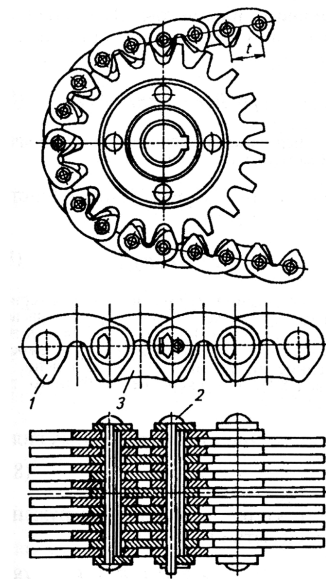


Рис. 7.5. Зубчатая цепь

## 7.2. Звездочки

Звездочки по конструкции подобны зубчатым колесам. Профиль и размеры зубьев звездочек зависят от типа цепи. Зубья звездочек втулочных цепей профилируют по ГОСТ 591-69 (рис. 7.6). Звездочки зубчатых цепей профилируют по ГОСТ 13576-81 [18].

Основные расчетные формулы определения размеров зубьев и венцов звездочек роликовых и втулочных цепей приведены на рис. 7.7 и в табл. 7.1.

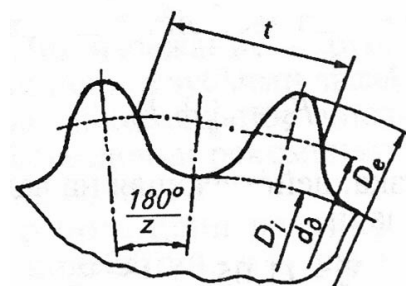


Рис. 7.6. Параметры зубьев звездочек приводных роликовых и втулочных цепей

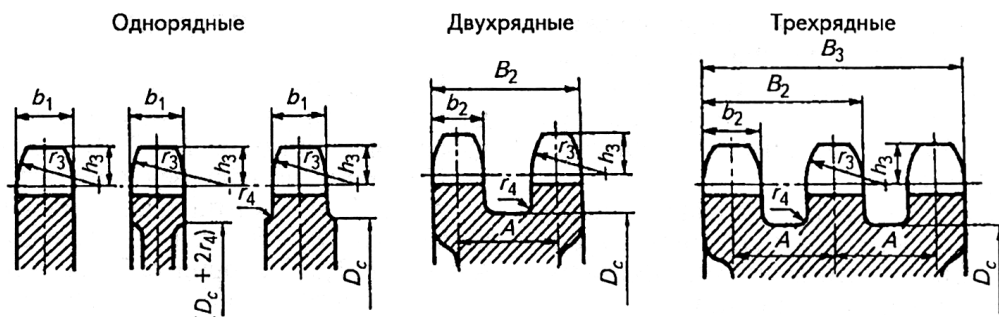


Рис. 7.7. Размеры зуба и венца звездочки в поперечном сечении

Таблица 7.1

**Расчетные формулы основных параметров звездочек**

Параметр	Расчетная формула
Диаметр элемента зацепления цепей: <ul style="list-style-type: none"> <li>• втулочных <math>D_u = d_2</math>;</li> <li>• роликовых <math>D_u = d_3</math></li> </ul>	Размеры выбирают по ГОСТ 13568-97 и ГОСТ 21834-87
Ширина пластины цепи (наибольшая) $h$	
Расстояние между внутренними пластинами цепи $b_3$	
Расстояние между осями многорядной цепи $A$	
Радиус закругления зуба (наименьший) $r_3$	$r_3 = 1,7D_u$
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений $h_3$	$h_3 = 0,8D_u$
Диаметр обода (наибольший) $D_c$	$D_c = t \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right) - 1,3h$
Радиус закругления $r_4$	$r_4 = 1,6$ мм при $t \leq 35$ мм $r_4 = 2,5$ мм при $t > 35$ мм
Радиус впадины $r$	$r = 0,5025D_u + 0,05$
Ширина зуба звездочки, мм: <ul style="list-style-type: none"> <li>• однорядной <math>b_1</math>;</li> <li>• двухрядной <math>b_2</math>;</li> <li>• многорядной <math>b_n</math></li> </ul>	$b_1 = 0,93b_{вн} - 0,15$ ; $b_2 = 0,90b_{вн} - 0,15$ ; $b_n = 0,86b_{вн} - 0,30$ , где $b_{вн}$ – внутренняя ширина цепи (рис. 7.3)
Ширина венца многорядной звездочки $B_n$	$B_n = (n-1)A + b_n$ , где $n$ – число рядов цепи
Диаметр делительной окружности звездочки	$d_\partial = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
Диаметр окружности выступов зубьев	$D_e = t \left[ 0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right]$
Диаметр окружности впадин зубьев	$D_i = d_\partial - 2r$



Для многорядных цепей параметр  $A$  (рис. 7.7) выбирают в зависимости от величины шага цепи по табл. 7.2.

Таблица 7.2

Значение параметра  $A$  в зависимости от шага цепи  $t$

Шаг цепи $t$ , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,7	38,1	44,45	50,8
$A$ , мм	13,92	16,59	22,78	29,29	35,76	45,44	48,87	58,55

Длина и диаметр ступицы звездочки (рис. 7.8, *a*):

- $l_{ст} = (0,8...1,5)d_г$ ;
- $d_{ст} = 1,5d_г + 10$  мм.

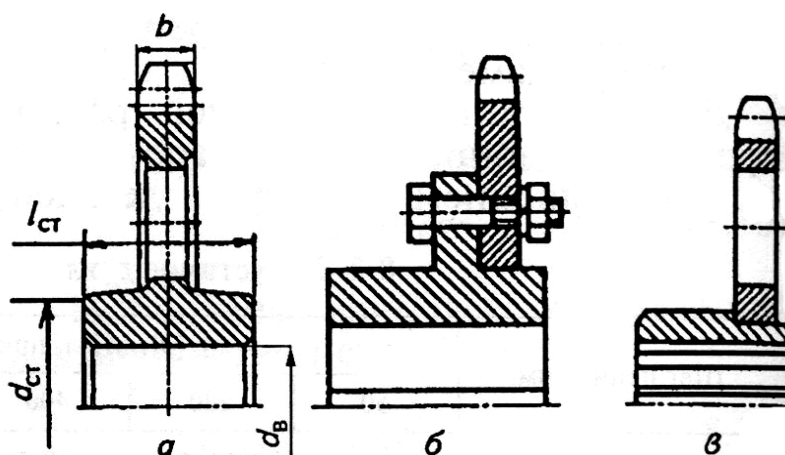


Рис. 7.8. Звездочки цепной передачи: *a* – цельная; *б* – составная; *в* – сварная

Звездочки диаметром свыше 200 мм рекомендуется изготавливать составными (рис. 7.8, *б*) или сварными (рис. 7.8, *в*). В составной звездочке ступица может быть выполнена из чугуна [18].

Параметр шероховатости рабочих поверхностей зубьев звездочек принимают в зависимости от величины скорости цепи:  $R_a \leq 6,3$  мкм при  $v \leq 8$  м/с  $R_a \leq 3,2$  мкм при  $v > 8$  м/с.

Для изготовления звездочек применяют стали 40, 45, 40X с закалкой до твердости  $HRC \geq 45$  или низкоуглеродистые стали 15, 15X, 20, 20X, 12ХН3А и др. с цементацией до твердости  $HRC54...62$ ; для звездочек больших размеров – стальное литье 45Л. Звездочки тихоходных и малонагруженных передач изготавливают из чугуна СЧ18, СЧ20 с термообработкой до  $HRC35$ .

Пример условного обозначения роликовой однорядной цепи с шагом  $t = 19,05$  мм и разрушающей нагрузкой  $F_{разр} = 31,8$  кН:

*Цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-97.*

### 7.3. Основные параметры передачи

**Геометрические параметры.** Главный параметр цепи – шаг  $t$  используют при определении остальных параметров передачи (рис. 7.3). Рекомендуемое межосевое расстояние передачи  $a = (30...50)t$ . При меньших значениях увеличивается число пробегов и цепь изнашивается быстрее, при больших – усиливаются колебания цепи, возрастает шум [18].

Расчетное значение межосевого расстояния

$$a = 0,25t \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right], \quad (7.1)$$

где  $z_1, z_2$  – число зубьев соответственно ведущей и ведомой звездочек.

Число звеньев цепи

$$L_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 a_t}, \quad (7.2)$$

где  $a_t = 30...50$  – межосевое расстояние, выраженное в шагах.

Длина цепи

$$L = L_t t. \quad (7.3)$$

**Кинематические параметры.** Передаточное число цепной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (7.4)$$

Рекомендуется принимать  $u \leq 6$ . При выборе передаточного числа следует учитывать, что с его уменьшением плавность хода цепи возрастает.

Число зубьев ведущей звездочки  $z_1$ . Желательно принимать нечетным и с учетом передаточного числа рекомендуется следующая зависимость: при  $u \leq 5$   $z_1 = 29 - 2u$ ; при  $u > 5$   $z_1 = 29 - 1,5u$ . Минимальное число зубьев ведущей звездочки при  $v \leq 2$  м/с принимают равным 13...15; при  $v > 2$  м/с равным 17 ...19 [18]. С уменьшением числа зубьев звездочек из-за большого угла поворота шарнира увеличивается неравномерность движения цепи и интенсивность изнашивания шарниров.

Число зубьев ведомой звездочки  $z_2$ . Назначается из соотношения  $z_2 = uz_1$ , при этом рекомендуется выбирать четное число зубьев. Во избежание нарушения зацепления цепи с зубьями звездочки допустимое максимальное число зубьев ведомой звездочки рекомендуется принимать не более 120.

Средняя скорость цепи  $v$ , м/с,

$$v = \frac{z t n}{60 \cdot 10^3}. \quad (7.5)$$

Скорость цепи ограничена. При  $v > 20$  м/с может произойти разрушение шарниров, раскалывание роликов, ослабление запрессовки втулок и осей в пластинах.

**Силовые параметры.** Окружная сила (полезная нагрузка), передаваемая цепью, Н,

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{T \pi n}{30v}, \quad (7.6)$$

где  $P$  – передаваемая мощность, Вт;  $T$  – вращающий момент на звездочке, Н·м.

Сила натяжения, обусловленная действием силы тяжести цепи, Н:

$$F_q = K_f a q g, \quad (7.7)$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания; для горизонтальных передач  $K_f = 6$ ; для передач, расположенных под углом  $45^\circ$  к горизонтали,  $K_f = 1,5$ ; для вертикальных передач  $K_f = 1$  [18];  $a$  – межосевое расстояние, м;  $q$  – масса 1 м длины цепи, кг/м;  $g$  – ускорение свободного падения  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>.

Сила натяжения от действия центробежных сил, Н,

$$F_v = qv^2. \quad (7.8)$$

Сила натяжения наиболее нагруженной ведущей ветви цепи, Н,

$$F_{1\max} = K_\delta F_t + F_q + F_v, \quad (7.9)$$

где  $K_\delta$  – коэффициент динамичности.

Сила натяжения ведомой ветви с запасом, Н,

$$F_2 = F_q + F_v. \quad (7.10)$$

Сила, действующая на валы цепной передачи,

$$F_g = (1,05 \dots 1,15) F_t. \quad (7.11)$$

Меньшие значения силы  $F_g$  используют для вертикальной передачи, большие – для горизонтальной.

## 7.4. Расчет цепной передачи

**Виды повреждений и критерии работоспособности.** В зависимости от условий эксплуатации силы, действующие в передаче, могут вызывать различные повреждения деталей. Основные причины выхода из строя цепных передач следующие [5, 18, 25]:

- *износ шарниров* – приводит к удлинению цепи и нарушению ее зацепления со звездочками;
- *усталостное разрушение пластин по проушинам* – основной вид повреждения быстроходных тяжело нагруженных цепей, работающих в закрытых картерах с обильным смазыванием;
- *проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки* – вид повреждения, связанный с низким качеством изготовления и сборки цепей;
- *усталостное выкрашивание и разрушение роликов* – этому виду повреждений часто предшествует контактная коррозия на поверхностях роликов;
- *износ зубьев звездочек* – обусловлен попаданием пыли вместе с влагой, создающих абразивную среду и способную достаточно долго удерживаться на трущихся поверхностях;
- *достижение предельного провисания* – этот вид повреждения характерен для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием, работающих при отсутствии натяжных устройств и стесненных габаритах.

Таким образом, *износостойкость* и *прочность* цепей являются основными критериями работоспособности передач.

Детали цепных передач являются, как правило, равнопрочными. Равнопрочность достигается обеспечением оптимальных соотношений размеров деталей, подбором материалов и способов упрочняющей обработки. Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10 000 ... 15 000 ч.

**Расчет стандартных цепей.** Расчет проводят по двум основным критериям работоспособности: износостойкости шарниров и прочности цепи.

Основной параметр, определяемый *при расчете на износостойкость*, – *давление в шарнире цепи*:

$$p = \frac{F_t K_{\varepsilon}}{A_{on} m} \leq [p], \quad (7.12)$$

где  $K_{\varepsilon}$  – коэффициент эксплуатации;  $A_{on}$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм<sup>2</sup>;  $m$  – коэффициент рядности: для однорядной цепи  $m = 1$ , для двухрядной – 1,7, для трехрядной  $m = 2,5$ ;  $[p]$  – допустимое давление в шарнирах, МПа (табл. 7.3).

*Коэффициент эксплуатации* представляется в виде

$$K_{\varepsilon} = K_{\delta} K_a K_H K_{cm} K_{рег} K_{реж}, \quad (7.13)$$

где  $K_{\delta}$  – *коэффициент динамичности*, учитывающий характер нагрузки: при спокойной нагрузке  $K_{\delta} = 1$ , при нагрузке с умеренными толчками –

1,2 ...1,5, при сильных толчках  $K_d = 1,8$ ;  $K_a$  – коэффициент межсосевого расстояния или длины цепи: при  $a = (30...50)t$   $K_a = 1$ , при  $a < 25t$   $K_a = 1,25$ , при  $a = (60...80)t$   $K_a = 0,9$ ;  $K_H$  – коэффициент наклона передачи к горизонтали: при угле наклона линии центров звездочек до  $60^\circ$   $K_H = 1$ , более  $60^\circ$  – 1,25;  $K_{см}$  – коэффициент, учитывающий способ смазывания: при непрерывном смазывании в масляной ванне  $K_{см} = 0,8$ , при регулярном капельном смазывании – 1, при периодическом смазывании  $K_{см} = 1,5$ ;  $K_{рег}$  – коэффициент, учитывающий способ регулирования передачи: при регулировании натяжения цепи за счет смещения звездочки  $K_{рег} = 1$ , при использовании натяжных звездочек или роликов – 1,1, при нерегулируемых передачах  $K_{рег} = 1,25$ ;  $K_{реж}$  – коэффициент, учитывающий режим или продолжительность работы: при односменной работе  $K_{реж} = 1$ , при двухсменной – 1,25, при трехсменной работе  $K_{реж} = 1,45$ .

Таблица 7.3

**Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей [5, 18]**

Шаг цепи $t$ , мм	[ $p$ ], МПа, при частоте вращения малой звездочки, мин <sup>-1</sup>							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7 ...15,87	35	31,5	28,7	26,2	24,2	22,4	21	18,5
19,05 ...25,4	35	30	26,2	23,4	21	19	17,5	15
31,75 ...38,1	35	28,7	24,2	21	18,5	16,6	15	-
44,45 ...50,8	35	26,2	21	17,5	15	-	-	-

Учитывая, что для роликовых цепей площадь проекции опорной поверхности шарнира  $A_{он} \approx 1,28t^2$ , можно предварительно определить необходимый шаг цепи:

$$t \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 K_{\Delta}}{z_1 [p] m}}, \quad (7.14)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·мм.

При расчете цепной передачи на прочность определяют коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{F_{разр}}{F_{1max}} \geq [s], \quad (7.15)$$

где  $F_{разр}$  – разрушающая нагрузка, Н;  $[s]$  – допустимый условный коэффициент запаса прочности  $[s] = 5...6$ .

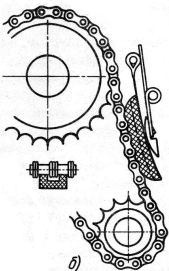
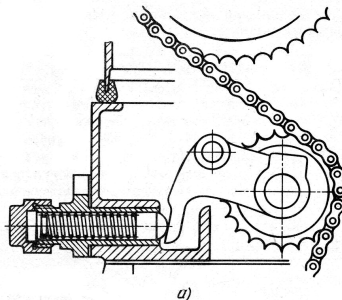
## 7.5. Условия эксплуатации приводных цепей

Приводные цепные передачи целесообразно располагать в вертикальной плоскости с горизонтальным или наклонным расположением линии центров.

Ведущей в передаче может быть верхняя или нижняя ветвь. Верхняя ветвь должна быть ведущей в горизонтальных передачах с большим межосевым расстоянием ( $a > 60t$ ) и малыми числами зубьев звездочек во избежание соприкосновения звездочек, а также в передачах с  $a < 30t$  при  $u < 2$  и в вертикальных передачах для предотвращения захвата провисающей верхней ветвью дополнительных зубьев звездочки [11].

**Натяжение цепи.** При эксплуатации цепных передач необходимо постоянно контролировать натяжение цепей, а также расположение в одной плоскости ведущей, ведомой и натяжной звездочек. Предварительное натяжение цепных передач устанавливается по стреле провисания  $f$  ( $f \approx 0,02a$  – для горизонтальных и наклоненных к горизонту до  $45^\circ$  передач;  $f = (0,01...0,015)a$  – для передач, близких к вертикальным). Натяжную звездочку располагают как внутри, так и снаружи контура цепи. Натяжение считается нормальным (ГОСТ 13568-97), если при межосевом расстоянии передачи  $a = 1000$  мм стрела провисания ведомой ветви цепи  $f = 40 \pm 10$  мм при приложении усилия  $160H \pm 10H$ . При увеличении или уменьшении  $a$  на каждые 100 мм  $f$  соответственно увеличивается или уменьшается на  $4 \pm 1$  мм.

Для устранения вредного влияния вытяжки цепей и сохранения предварительного натяжения и провисания в процессе эксплуатации производят периодическую регулировку натяжения. Для этого предусматривают в конструкции либо возможность перемещения опор, либо использование натяжных роликов или звездочек (рис. 7.9, а). Для гашения вибраций ведомых ветвей в быстроходных передачах используют различные демпферы (рис. 7.9, б).



Важнейшими условиями надежной работы передачи являются параллельность валов и тщательное совмещение плоскостей звездочек [11, 18, 26].

Рис. 7.9. Способы натяжения цепей:

а – с помощью натяжной звездочки;

б – с помощью эластичного гасителя (башмака)

**Смазывание.** Для уменьшения износа цепей их смазывают. Способ смазывания зависит от условий эксплуатации передачи. Смазывание может быть периодическим, а также непрерывным. При скорости до 4 м/с цепь периодически смазывают с помощью ручной масленки или капельным способом индустриальным, цилиндрическим или трансмиссионным маслом; при скорости цепи  $v_{ц} = 4...8$  м/с – смазывание непрерывное окунанием в масляную ванну, а при  $v_{ц} > 8$  м/с – циркуляционное смазывание струей от насоса [26].

Но жидкий смазочный материал способствует проникновению абразивных частиц в шарниры цепи и ускорению процесса изнашивания. В тяжело нагруженных приводных передачах используют солидол, пластичную смазку ЦИАТИМ-201, существенно повышающую ресурс работы передачи, и графитную смазку БВН-1 [18].

Перспективными считают цепи, трущиеся поверхности которых покрыты антифрикционными материалами, не требующими смазывания.

**Защитные устройства.** Рекомендуется использовать кожухи из листовой стали, защищающие передачу от пыли и грязи, обеспечивающие безопасность, снижающие шум. При непрерывном смазывании кожух может служить картером для смазочного материала. Кожухи из сетки служат только для защиты обслуживающего персонала [18].

## Тема 8. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Червячная передача (рис. 8.1) предназначена для сообщения вращательного движения валам, оси которых скрещиваются под углом  $90^\circ$ .

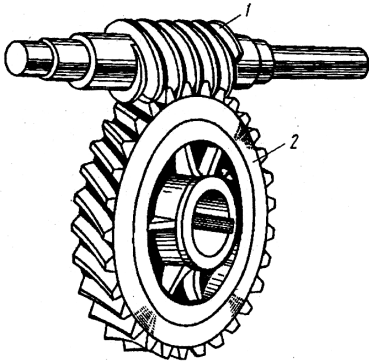


Рис. 8.1. Червячная передача:  
1 – червяк; 2 – червячное колесо

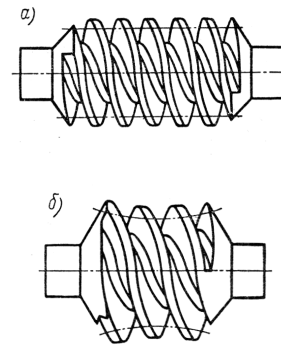


Рис. 8.2. Виды червяков:  
а – цилиндрический; б – глобоидный

*Червяк 1* – это винт с трапецидальной или близкой к ней форме резьбой. *Червячное колесо 2* является цилиндрическим косозубым с вогнутым зубчатым венцом для охвата им червяка. По своей геометрии и кинематике червячная передача близка к винтовой паре. При вращении червяка его витки входят в зацепление с зубьями червячного колеса.

Их применяют в машинах, где по условиям компоновки необходимо передать движение между скрещивающимися валами, а также в делительных механизмах для получения большего передаточного числа. Передачи широко распространены в грузоподъемных машинах, станкостроении, робототехнике, автомобилестроении и т.п.

Передаваемая мощность не превышает 50 ... 60 кВт; для предотвращения перегрева целесообразно использовать в приводах периодического действия.

*Достоинства:*

- возможность получения большого передаточного числа в одной ступени при малых габаритах;
- плавность и бесшумность работы;
- повышенная кинематическая точность;
- возможность получения эффекта самоторможения.

*Недостатки:*

- сравнительно низкий КПД;
- повышенный износ и нагрев;
- повышенные требования к точности сборки;



- склонность к заеданию;
- необходимость применения для венцов червячных колес дорогостоящих антифрикционных материалов.

По расположению червяка относительно червячного колеса различают передачи с нижним, верхним и боковым червяком.

## 8.1. Червяки

По форме внешней поверхности червяки разделяют на цилиндрические и глобоидные (рис. 8.2). Наибольшее применение находят цилиндрические червяки, как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

По форме боковой поверхности витка червяки разделяют на архимедовы (обозначение  $ZA$ ), конволютные ( $ZN$ ), эвольвентные ( $ZJ$ ), с поверхностью витка, образованной конусом ( $ZK$ ), и с вогнутым профилем витка ( $ZT$ ). Выбор профиля нарезки червяка определяется способом его изготовления. Витки архимедовых червяков имеют прямолинейный профиль в осевом сечении, а в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 8.3, а, г). Витки конволютных червяков имеют прямолинейный профиль в сечении, нормальном к направлению витка, а в торцовом сечении витки очерчены удлиненной эвольвентой (рис. 8.3, б, д). Эвольвентные червяки представляют собой косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим углом наклона зубьев (рис. 8.3, в, е).

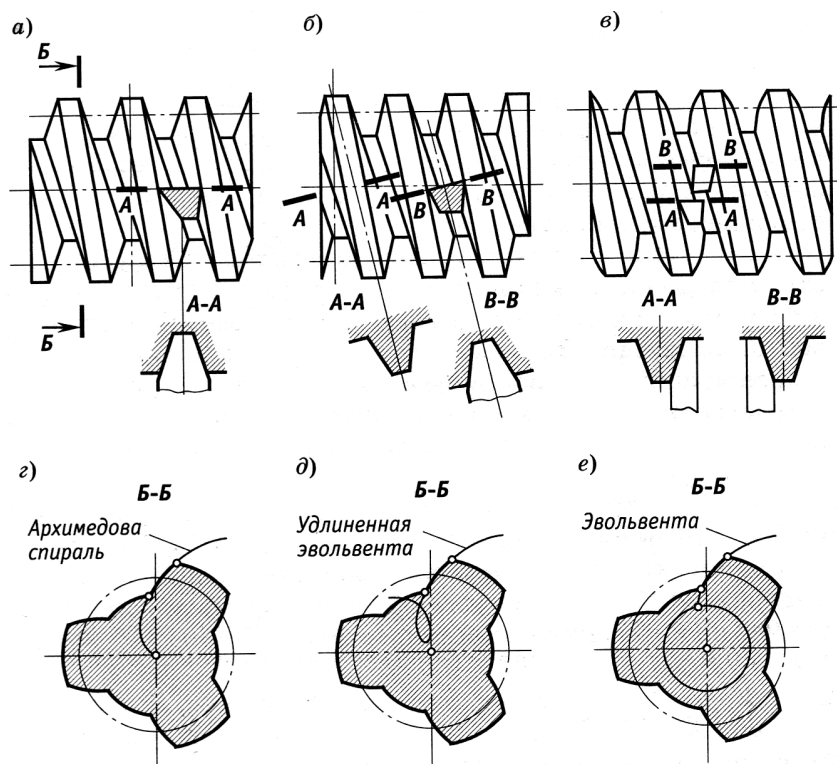


Рис. 8.3. Основные типы червяков: а, г – архимедов; б, д – конволютный; в, е – эвольвентный

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами, жесткость и прочность обеспечиваются за счет изготовления его из качественных материалов. В основном для червяков используется сталь 18ХГТ с твердостью после цементации и закалки  $57...64HRC$ , а также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с закалкой до твердости  $45...55HRC$ . Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА и 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка после термической обработки [5, 6].

Червяки выполняют обычно как одно целое с валом, сравнительно редко – бандажированными.

Число зубьев (заходов) червяка  $z_1 = 1...4$ .

## 8.2. Червячное колесо

Профиль зубьев червячных колес в осевом сечении для различных типов червячных передач различен. Червячное колесо, работающее с архимедовым червяком, имеет в этой плоскости эвольвентный профиль зубьев, червячное колесо эвольвентного червяка – прямолинейный профиль зубьев [33].

Так как червячная передача склонна к заеданию и износу, то червячное колесо выполняют из антифрикционного материала, для экономии которого колесо, как правило, изготавливают составным: венец выполняют из бронзы, а ступицу – из стали и режу из чугуна. Червячные колеса малых диаметров (до 100...120 мм) изготавливают цельными (рис. 8.4, а). Колеса большего диаметра изготавливают преимущественно составными (бандажированными) (рис. 8.4, б). Иногда венцы отливают из бронзы непосредственно заливкой на ступицу (рис. 8.4, в).

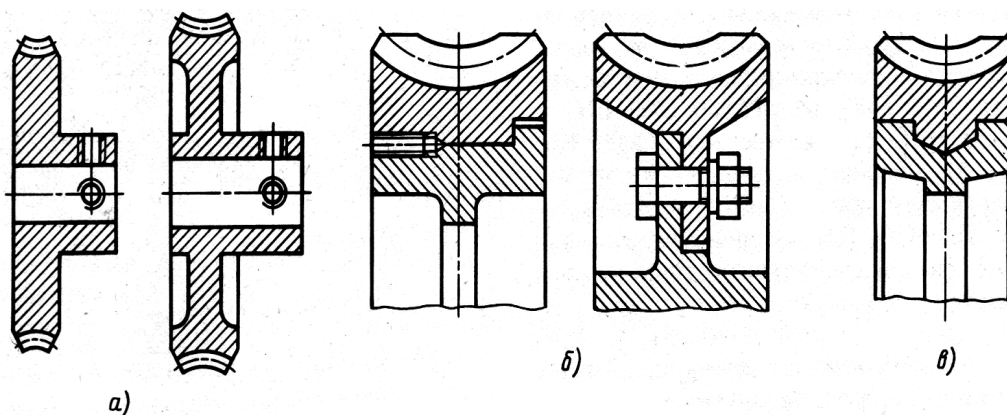


Рис. 8.4. Конструкции червячных колес: а – цельные; б – бандажированные; в – литые на ступицу

Марку бронзы выбирают в зависимости от скорости скольжения  $v_{ск}$ , ориентировочное значение которой находится из эмпирической зависимости

$$v_{ск} \approx (1,8...6,6) \cdot 10^{-3} n_2 \sqrt[3]{T_2 z_2}, \quad (8.1)$$

где  $T_2, n_2$  – соответственно вращающий момент и частота вращения вала червячного колеса;  $z_2$  – число зубьев колеса.

Меньшие значения коэффициента перед корнем берутся при большом числе заходов и больших нагрузках, а большие – при меньшем числе заходов и меньших нагрузках [26].

При скорости  $v_{ск} \leq 5$  м/с венцы колес закрытых передач изготавливают из безоловянистых бронз (БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4Л), литейных латуней (ЛАЗМц66-6-3-2, ЛМцС58-2-2); при  $v_{ск} \leq 12$  м/с – из малооловянистых бронз (БрО6Ц6С3, БрО5Ц5С6) и при  $v_{ск} \leq 25$  м/с – из высокооловянистых бронз, содержащих также фосфор, свинец, сурьму и никель (БрО10Ф1, БрОНФ). При малых скоростях скольжения  $v_{ск} \leq 2$  м/с (открытые передачи небольшой мощности) червячные колеса изготавливают цельными из серого чугуна марок СЧ15, СЧ18, СЧ25 [6, 26].

### 8.3. Причины выхода из строя червячных передач

Основными причинами выхода из строя деталей передач являются [5, 6]:

1. *Износ* зубьев колеса и червяка, зависящий от шероховатости рабочей поверхности червяка, точности монтажа, степени загрязненности смазочного материала, частоты пусков и остановок передачи.

2. *Заедание* зубьев, определяющее твердостью рабочих поверхностей червяка и колеса. В передачах с колесами из безоловянистых бронз и чугунов заедание переходит в задиры поверхности частицами бронзы, приваривающимися к виткам червяка, с последующим быстрым разрушением зубьев колеса. В передачах с колесами из оловянных бронз заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос материала колеса на рабочую поверхность червяка.

3. *Усталостное выкрашивание*, происходящее только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких против заедания.

4. *Пластическая деформация* рабочих поверхностей зубьев колеса, возникающая под воздействием больших перегрузок.

5. *Усталостная поломка зубьев колеса* возможна только после значительного их износа.

Так как изнашивание и заедание зубьев зависят от контактных напряжений, то основным критерием работоспособности и расчета червячных передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев колеса. Расчет зубьев на изгиб производится как проверочный.

## 8.4. Основные геометрические параметры передач

**Червяк.** Основные геометрические размеры червяка представлены на рис. 8.5.

Геометрические размеры характеризуются *шагом* червяка

$$p = \pi \cdot m, \quad (8.2)$$

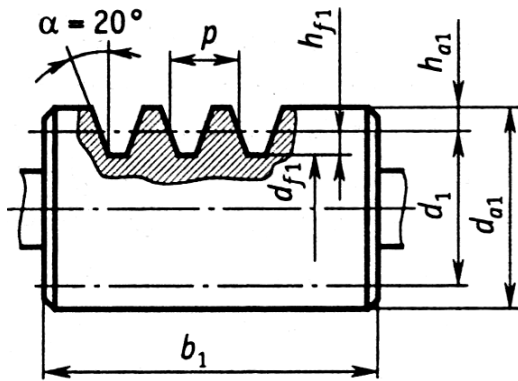


Рис. 8.5. Геометрические параметры червяка

где  $m = \frac{p}{\pi}$  — модуль, который выбирается по ГОСТ 2144-93.

Число витков червяка  $z_1$  зависит от передаточного числа  $u$ . Рекомендуют:

- при  $u = 8...14$   $z_1 = 4$ ;
- при  $u = 16...28$   $z_1 = 2$ ;
- при  $u > 31,5$   $z_1 = 1$ .

Для упрощения расчетов вводится коэффициент диаметра червяка

$q = \frac{d_1}{m}$  и определенное сочетание  $m, q, z_1$  [10] (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Рекомендуемые сочетания  $m, q$  и  $z_1$  для редукторов (ГОСТ 2144-93)

$m$	$q$	$z_1$
2,0; 2,5; 3,15 4,0; 5,0; 6,3; 8,0 1,25; 1,6 4,0; (6,0) 1,6; (3,0; 3,5; 6,0) 2,0; 2,5 (3,0; 7,0) (1,5)	8,0; 10,0; 12,5 16,0; 20,0 12,5; 16,0 20,0 9,0 10,0 12,0 14,0	1; 2; 4
1,0 (1,5) 1,0 (1,5)	16,0 20,0	1 1; 2; 4
Значения $m$ в скобках, а также сочетания с $q$ , равным 9, 12 и 14, по возможности не применять.		

Делительный диаметр червяка  $d_1 = qm$ .

Угол профиля  $\alpha = 20^\circ$ .

Угол подъема витка червяка  $\gamma$  на делительном диаметре находят из выражения

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}. \quad (8.3)$$

Ход витка червяка  $p_{z1} = pz_1$ .

Высота головки  $h_{a1}$  и ножки  $h_{f1}$  витков червяка

$$\begin{aligned} h_{a1} &= h_{a1}^* m; \\ h_{f1} &= h_{f1}^* m, \end{aligned} \quad (8.4)$$

где  $h_{a1}^* = 1$  – коэффициент высоты головки;  $h_{f1}^* = 1,2$  – коэффициент высоты ножки.

Диаметры вершин и впадин червяка:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2h_{a1}, \\ d_{f1} &= d_1 - 2h_{f1}. \end{aligned} \quad (8.5)$$

Длину нарезанной части червяка  $b_1$  определяют из условия нахождения в зацеплении максимально возможного числа зубьев колеса [10] (табл. 8.2).

Таблица 8.2

Уравнения для определения длины  $b_1$  червяка (ГОСТ 19650-74)

Коэффициент смещения $x$	Расчетные уравнения при $z_1$	
	1,2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_2)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

**Червячное колесо.** Геометрические параметры червячного колеса представлены на рис. 8.6.

Минимальное число зубьев червячного колеса принимается следующее:

- для кинематических передач  $z_{2\min} = 17$ ;
- для силовых передач  $z_{2\min} = 28$ , предпочтительно иметь  $z_2 = 30...90$  [5].

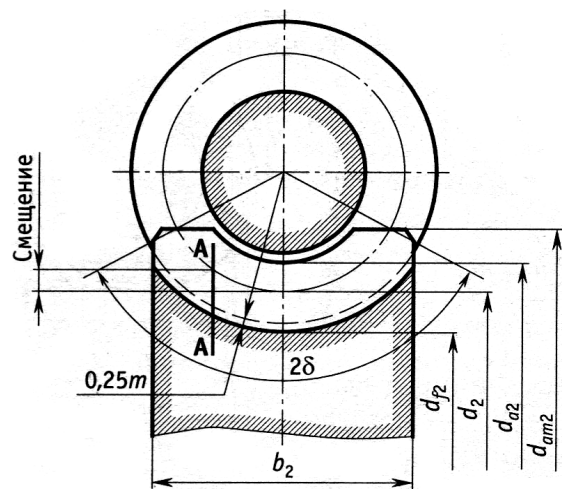


Рис. 8.6. Геометрические параметры червячного колеса

*Передаточное число*

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.6)$$

В силовых передачах номинальные значения  $u$  по ГОСТ 2144-93: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 28; 31,5; 40; 50; 63; 80. По возможности брать  $u > 63$  не следует, так как при дальнейшем увеличении передаточного числа быстро падают КПД и нагрузочная способность [6].

*Делительный диаметр колеса*

$$d_2 = mz_2. \quad (8.7)$$

*Диаметры вершин  $d_{a2}$  и диаметры впадин  $d_{f2}$*  определяют в среднем сечении колеса; для червячных колес, нарезанных без смещения режущего инструмента, они равны

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2h_{a1}^*m; \\ d_{f2} &= d_2 - 2h_{f1}^*m. \end{aligned} \quad (8.8)$$

*Наибольший диаметр червячного колеса* определяется по эмпирической формуле [5]

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + k}, \quad (8.9)$$

где  $k$  – коэффициент, зависящий от формы боковой поверхности витка; для вогнутого профиля витка  $ZT$   $k = 4$ , для остальных  $k = 2$ .

*Ширина колеса  $b_2$*  зависит от числа заходов червяка:

- при  $z_1 = 1$  или  $z_1 = 2$   $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ ;
- при  $z_1 = 4$   $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ .

*Межосевое расстояние  $a$*  для передачи без смещения

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5m(q + z_2). \quad (8.10)$$

Значения межосевых расстояний стандартизованы с целью унификации корпусных деталей и для стандартных редукторов по ГОСТ 2144-93 имеют следующие значения  $a$ , мм: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500.

*Предварительное значение модуля  $m$*  для силовых передач, в которых  $\frac{q}{z_2} = 0,12 \dots 0,4$ , можно определить так

$$m \approx (1,4 \dots 1,7) \frac{a}{z_2}. \quad (8.11)$$

Для вписывания в стандартные или заданные межосевые расстояния применяют червячные передачи со смещением режущего инструмента (рис. 8.7). Червяк нарезают без смещения. Смещение осуществляют только за счет червячного колеса. Положительное смещение приводит к увеличению межосевого расстояния:

$$\begin{aligned} a_w &= a + mx, \\ a_w &= 0,5m(q + z_2 + 2x). \end{aligned} \quad (8.12)$$

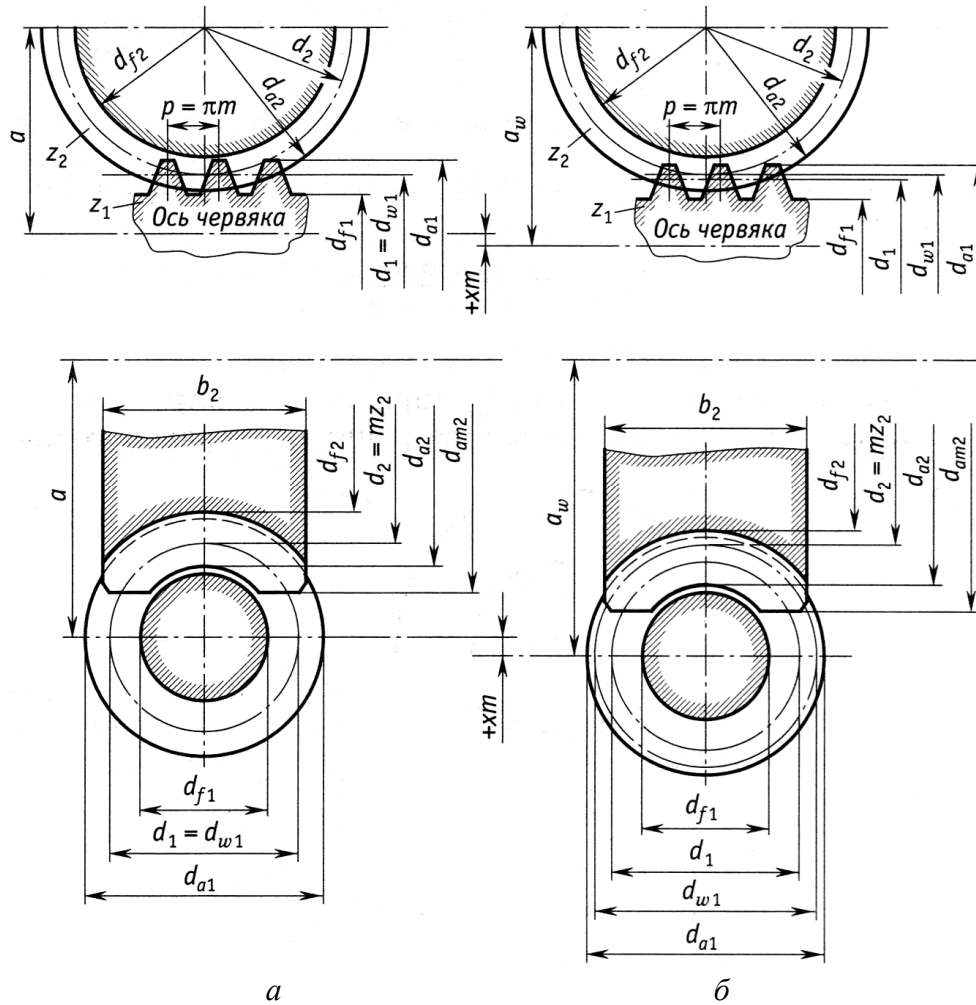


Рис. 8.7. Червячные передачи, изготовленные без смещения (а) и со смещением (б) режущего инструмента

При этом коэффициент смещения режущего инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2); \quad (8.13)$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2 + 2x); \\ d_{f2} &= m(z_2 - 2,4 + 2x). \end{aligned} \quad (8.14)$$

Все другие размеры остаются неизменными. Смещение оказывает большое влияние на форму зубьев колеса и геометрию зацепления. По условию неподрезания и незаострения зубьев значение  $x$  выбирают в пределах  $-1 \leq x \leq 1$  [6].

### 8.5. Кинематика червячной передачи

В червячной передаче в отличие от зубчатой *окружные скорости червяка  $v_1$  и червячного колеса  $v_2$*  не совпадают по направлению, а направлены под углом скрещивания, обычно  $90^\circ$ , и различны по значению:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \\ v_2 &= \frac{\pi d_2 n_2}{60}. \end{aligned} \quad (8.15)$$

Поэтому их начальные цилиндры не перекатываются, а скользят. *Скорость скольжения* направлена вдоль витка червяка

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma}. \quad (8.16)$$

С повышением  $v_{ск}$  усиливается износ, понижается КПД, возрастает тепловыделение, ухудшаются условия смазывания, а поэтому повышается склонность к заеданию [10].

*КПД передачи.* КПД червячной передачи вычисляют приближенно по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (8.17)$$

где  $\rho$  – угол трения, зависящий от материалов червяка и венца колеса, сорта смазочного материала, параметров шероховатости рабочих поверхностей, скорости скольжения;  $\rho = 1 \dots 5^\circ$ .

В предварительном расчете можно принять следующее ориентировочное значение КПД [26] в зависимости от числа заходов червяка  $z_1$ : при  $z_1 = 1$   $\eta = 0,7 \dots 0,75$ ; при  $z_1 = 2$   $\eta = 0,75 \dots 0,82$ ; при  $z_1 = 4$   $\eta = 0,87 \dots 0,92$ .

После определения геометрических параметров передачи КПД уточняется. Невысокий КПД свидетельствует о том, что в червячной передаче значительная часть энергии превращается в теплоту.



## 8.6. Статика передачи

При определении сил полагают, что контакт рабочих поверхностей червяка и венца червячного колеса осуществляется в полюсе зацепления. Равнодействующую контактных давлений разложим по трем взаимно перпендикулярным осям (рис. 8.8).

Окружная сила на колесе равна по модулю осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (8.18)$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (8.19)$$

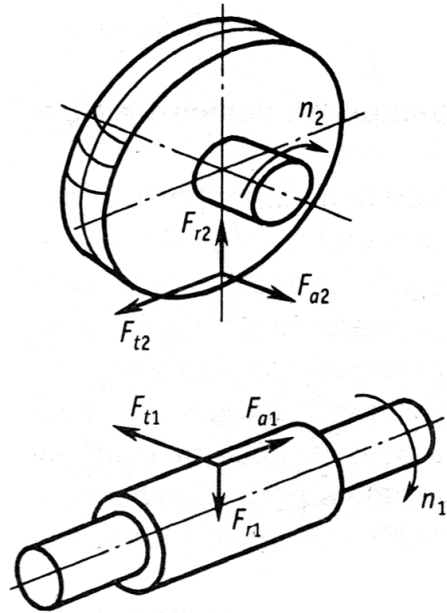


Рис. 8.8. Силы в червячном зацеплении

Окружная и осевая силы на червяке связаны между собой соотношением

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}(\gamma + \rho). \quad (8.20)$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}. \quad (8.21)$$

Вращающий момент на колесе при ведущем червяке

$$T_2 = T_1 u \eta. \quad (8.22)$$

## 8.7. Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы передачи. При определении допускаемых контактных и изгибных напряжений по условию сопротивления усталости для червячных колес из бронзы следует учитывать, что кривые усталости для бронз имеют очень длинные наклонные участки – до  $25 \cdot 10^7$  циклов нагружения. Поэтому за исходные принимают допускаемые

напряжения при  $1 \cdot 10^7$  циклов для расчета по контактным напряжениям и при  $1 \cdot 10^6$  циклов для расчета по напряжениям изгиба [5].

Допускаемые контактные напряжения для червячных колес из оловянистых бронз определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma_H] = 0,9\sigma_e C_v K_{HL}, \quad (8.23)$$

где  $0,9\sigma_e$  – допускаемое контактное напряжение при  $1 \cdot 10^7$  циклов;  $C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания; его принимают в зависимости от скорости скольжения  $v_{ск}$  по табл. 8.3;

$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{1 \cdot 10^7}{N_\Sigma}}$  – коэффициент долговечности; минимальное значение

$K_{HL} = 0,67$ , максимальное значение  $K_{HL}$  не должно превышать 1,15 [6];  $N_\Sigma = 60nL_h$  – число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи.

Таблица 8.3

Значения коэффициента интенсивности изнашивания  $C_v$

Скорость скольжения $v_{ск}$ , м/с	$\leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
Коэффициент $C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Допускаемые контактные напряжения для червячных колес из безоловянистых бронз и чугунов определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения по следующим эмпирическим формулам [5]:

- для безоловянистых бронз

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_{ск}; \quad (8.24)$$

- для чугунов

$$[\sigma_H] = 175 - 35v_{ск}. \quad (8.25)$$

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз и латуней при нереверсивной передаче

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_e) K_{FL}; \quad (8.26)$$

- для чугунов

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_{\sigma_{\text{вн}}} K_{FL}, \quad (8.27)$$

где  $\sigma_{\text{вн}}$  – предел прочности чугуна при изгибе;  $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{1 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}}$  – коэффициент долговечности при расчете на изгиб: минимальное значение  $K_{FL} = 0,543$  [6].

При реверсивной передаче значения допускаемых напряжений умножают на 0,8.

## 8.8. Расчеты на прочность

*Расчет на контактную прочность зубьев червячного колеса.* Расчет передачи проводят по контактным напряжениям для предупреждения усталостного выкрашивания или заедания, которые учитываются при выборе допускаемого напряжения.

Формула проверочного расчета имеет вид

$$\sigma_H = \frac{5400(q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[ \frac{z_2 + q + 2x}{(q+2x)a_w} \right]^3} KT_2 \leq [\sigma_H], \text{ МПа} \quad (8.28)$$

где  $K = K_{\beta}K_{\nu}$  – коэффициент нагрузки;  $K_{\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зубьев колеса;  $K_{\nu}$  – коэффициент динамической нагрузки.

Концентрация нагрузки по ширине венца червячного колеса в основном вызывается деформациями червяка [6]. Правильно выбранные материалы и хорошая прирабатываемость зубьев колеса уменьшает значение  $K_{\beta}$ . При постоянной внешней нагрузке  $K_{\beta} = 1$ .

Динамические нагрузки в червячной передаче невелики и зависят от степени точности передачи и окружной скорости колеса: при  $v_2 \leq 3$  м/с принимают  $K_{\nu} = 1$ , а при  $v_2 > 3$  м/с –  $K_{\nu} = 1,1 \dots 1,3$  [6].

В проектном расчете выражают из (8.29) межосевое расстояние в предположении, что коэффициент смещения  $x = 0$ :

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left( \frac{5400q}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2} KT_2. \quad (8.29)$$

На стадии проектирования, как правило, коэффициент диаметра червяка  $q$  и число зубьев колеса  $z_2$  обычно неизвестны, поэтому в первом приближении можно принять  $q = 0,25z_2$  [5] и получить

$$a_w \approx 610 \sqrt[3]{\frac{KT_2}{[\sigma_H]^2}}. \quad (8.30)$$

Полученное межосевое расстояние  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного значения, затем для принятого межосевого расстояния и заданного передаточного числа в соответствии с ГОСТ2144-93 выбирают модуль и коэффициент диаметра червяка  $q$ , определяют коэффициент смещения инструмента  $x$  и проводят проверочный расчет по формуле (8.29).

При действии пиковой нагрузки проверяют статическую прочность рабочих поверхностей зубьев колеса. Максимальные контактные напряжения:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (8.31)$$

где  $T_{2 \max}$  – максимальный (пиковый) вращающий момент на валу колеса.

*Расчет по напряжениям изгиба зуба колеса.* Расчет выполняют в форме *проверочного* и проводят для зубьев колеса, так как витки червяка значительно прочнее.

Напряжения изгиба у основания зуба [5]

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_{t2} K \cos \gamma}{1,3 m^2 (q + 2x)} \leq [\sigma_F], \quad (8.32)$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зубьев определяется по эквивалентному числу зубьев  $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$  в соответствии со значениями табл. 8.4;  $K$  – коэффициент нагрузки.

Таблица 8.4

**Значение коэффициента формы зуба  $Y_F$**

Эквивалентное число зубьев $z_v$	24	28	30	32	35	37	40	50	60	80	100
Коэффициент формы зуба $Y_F$	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,45	1,40	1,34	1,30

Максимальные напряжения изгиба при действии пиковой нагрузки  $T_{2 \max}$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{2 \max}}{T_2} \leq [\sigma_F]. \quad (8.33)$$

Если хотя бы одно из условий прочности передачи (8.29), (8.32), (8.33) или (8.34) не выполнено, то следует выбрать более прочный материал для венца червячного колеса или увеличит межосевое расстояние [5].

*Расчет червяка на прочность и жесткость.* Расчеты червяка на статическую прочность, сопротивление усталости и жесткость носят *про-*

рочный характер: после разработки чертежей валопровода червяка определяются стрела прогиба, эквивалентное напряжение, запас сопротивления усталости и сравниваются с допустимыми значениями [10].

Результирующий прогиб можно определить как сумму прогибов от момента каждой силы, действующей в зацеплении с учетом консольных нагрузок на концах червячного вала, создаваемых ременными, цепными, зубчатыми передачами, а также муфтами. С целью уменьшения длины консоли  $l_1$  (рис. 8.9) следует применять, там, где это возможно, короткие концы валов.

Консольные нагрузки не только существенно ухудшают работу зацепления, но также сокращают срок службы подшипников. В опорах вала червяка чаще всего используют конические роликоподшипники.

Эпюры изгибающих моментов строятся в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (условно, в горизонтальной и вертикальной), причем консольную нагрузку  $F_k$ , если ее направление неопределенно, прикладывают так, чтобы она совместно с нагрузками в зацеплении давала наиболее неблагоприятное нагружение [10].

### 8.9. Тепловой расчет и охлаждение передач

В червячных передачах из-за повышенного трения скольжения в зацеплении происходит выделение большого количества теплоты, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод теплоты недостаточен, передача перегревается. Превышение предельной температуры масла приводит к снижению его вязкости и к опасности заедания в передаче [5, 6].

Расчет производят на основании уравнения теплового баланса для стационарного теплового режима:

$$W_{\text{выд}} = W_{\text{отв}}, \quad (8.34)$$

где  $W_{\text{выд}} = 10^3(1 - \eta)P_1$  – количество теплоты (Вт), выделяющееся при непрерывной работе передачи в единицу времени;  $P_1$  – мощность на червя-

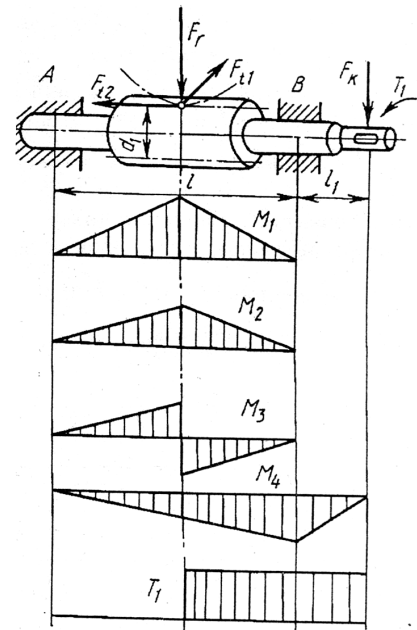


Рис. 8.9. Расчетная схема вала червяка

ке (кВт);  $W_{омв} = K_T(t_m - t_o)A(1 + \psi)$  – количество теплоты, отводимой с поверхности корпуса передачи и через основание в единицу времени;  $K_T$  – коэффициент теплоотдачи с поверхности корпуса  $\left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}\right)$ , зависящий от материала корпуса и скорости циркуляции воздуха; для чугунных корпусов принимают  $K_T = 9 \dots 17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$  (большие значения используют при хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла;  $t_m$  и  $t_o$  – соответственно температура масла и окружающего воздуха,  $t_o \approx 20 \text{ °C}$ ;  $A$  – поверхность охлаждения корпуса (без учета поверхности дна), ориентировочно  $A \approx 20a_w^2$  ( $a_w$  – межосевое расстояние, м);  $\psi$  – коэффициент, учитывающий теплоотвод через основание: при установке корпуса на металлическое основание  $\psi = 0,3$ , при бетонном основании  $\psi \approx 0$ .

Температура масла в корпусе передачи при непрерывной работе

$$t_m = t_o + \frac{10^3(1 - \eta)P_1}{K_T A(1 + \psi)}. \quad (8.35)$$

Условие работы передачи без перегрева

$$t_m \leq [t_m], \quad (8.36)$$

где  $[t_m]$  – максимально допустимая температура нагрева масла: при нижнем расположении червяка  $[t_m] = 95 \text{ °C}$ ; при верхнем –  $[t_m] = 75 \text{ °C}$  [6].

Если при расчете получили  $t_m > [t_m]$ , то необходимо увеличить поверхность охлаждения  $A$ , применяя охлаждающие ребра (в расчет учитывается полная поверхность вертикальных ребер и только 50 % поверхности горизонтальных ребер), или применить искусственное охлаждение, которое осуществляется следующими способами:

- обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора (крыльчатки), насаженного на вал червяка (рис. 8.10); при этом  $K_T$  повышается до  $20 \dots 28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$ ;

- охлаждают масло водой, проходящей через змеевик или через холодильник (рис. 8.11, а); в этом случае  $K_T$  повышается до  $90 \dots 200 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$  при скорости в трубе до 1 м/с ;

- применяют циркуляционные системы смазки и охлаждения со специальными холодильниками (рис. 8.11, б) [10].

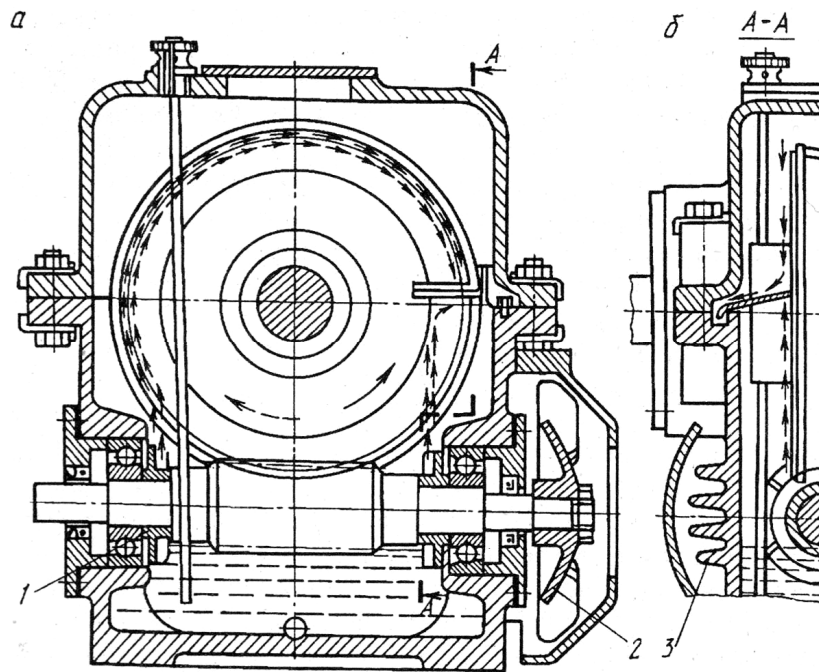


Рис. 8.10. Червячный редуктор с воздушным охлаждением: *а* – разрез по валу червячного колеса; *б* – разрез по валу червяка; 1 – брызговик; 2 – крыльчатка; 3 – ребра

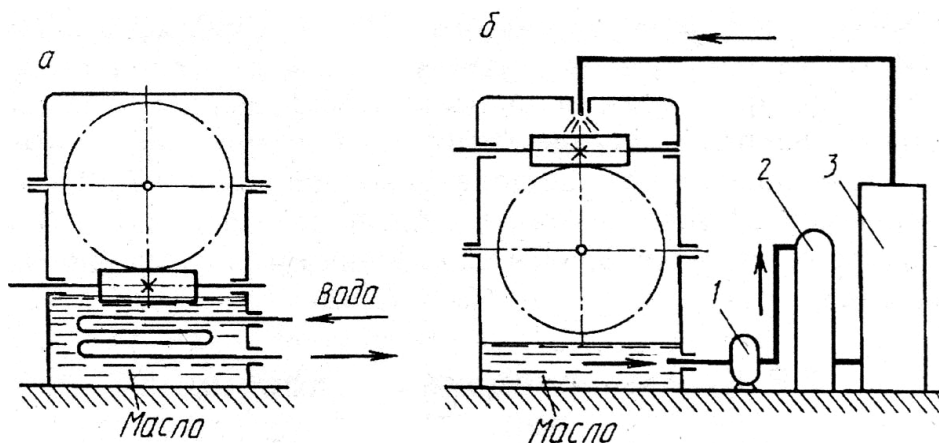


Рис. 8.11. Схема искусственного охлаждения червячных передач:  
*а* – охлаждение масляной ванны водой, проходящей через змеевик;  
*б* – циркуляционное смазывание и охлаждение; 1 – насос; 2 – фильтр; 3 – холодильник

В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка или колеса в масло. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и размешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось, глубина погружения колеса в масло не должна превышать высоты зуба, а глубина погружения червяка – не более высоты витка [6] для быстроходных колес и  $1/3$  радиуса для тихоходных колес [10].

## Тема 9. РЕДУКТОРЫ

*Редукторы – это агрегаты, включающие одну или несколько передач зацеплением, смонтированных в закрытом корпусе.*

Они предназначены в основном для понижения частоты вращения, и соответственно, увеличения вращающего момента; имеют входной и выходной валы. Если двигатель соединен с редуктором с помощью фланца или встроен в него, то такой агрегат называют *мотор-редуктором*.

Редукторы и мотор-редукторы классифицируют по нескольким признакам, важнейшими из которых являются тип используемых передач, количество ступеней, взаимное расположение осей и их положение в пространстве, способ крепления и др. [6, 39].

*Тип передачи* – важнейший классификационный признак, по которому разделяют редукторы и мотор-редукторы. Имеются следующие типы редукторов [39]:

- *зубчатые цилиндрические* (прямозубые, косозубые, шевронные);
- *зубчатые конические* (с прямыми, тангенциальными и круговыми зубьями);
- *червячные* (цилиндрические, глобоидные);
- *планетарные*;
- *волновые*;
- *комбинированные* (многоступенчатые, ступени которых состоят из различных типов передач).

*По количеству ступеней* редукторы и мотор-редукторы делят на *одно- и многоступенчатые*.

*По взаимному расположению осей* редукторы и мотор-редукторы могут быть:

- *соосными*;
- *с параллельными осями*;
- *с пересекающимися осями*;
- *с перекрещивающимися осями*.

*По расположению осей в пространстве* различают:

- *с горизонтальными осями*;
- *с вертикальной осью тихоходного вала*;
- *с вертикальной осью быстроходного вала*;
- *с вертикальными осями*;
- *универсальными*.

*По способу крепления*:

- *на лапах, выполненных за одно с корпусом*;



- с отъемными лапами;
- с фланцем со стороны быстроходного или тихоходного валов.

Классифицируют редукторы и по другим признакам, например по назначению (редукторы общего назначения и специальные), областям применения (для работы в умеренном климате, тропическом, в высотных условиях и др.), быстроходности, ресурсу и т.д.

Потребительские характеристики редукторов каждого типа [26] определяются следующими основными параметрами:

- передаточным отношением (частотой вращения выходного вала);
- вращающим моментом на выходном валу;
- допускаемой консольной нагрузкой на выходном валу.

Различные компоновки приводов (рис. 9.1) с применением редукторов и мотор-редукторов обеспечивают идентичные выходные параметры. Редукторы общемашиностроительного применения в приводах комплектуются преимущественно четырехполюсными электродвигателями.

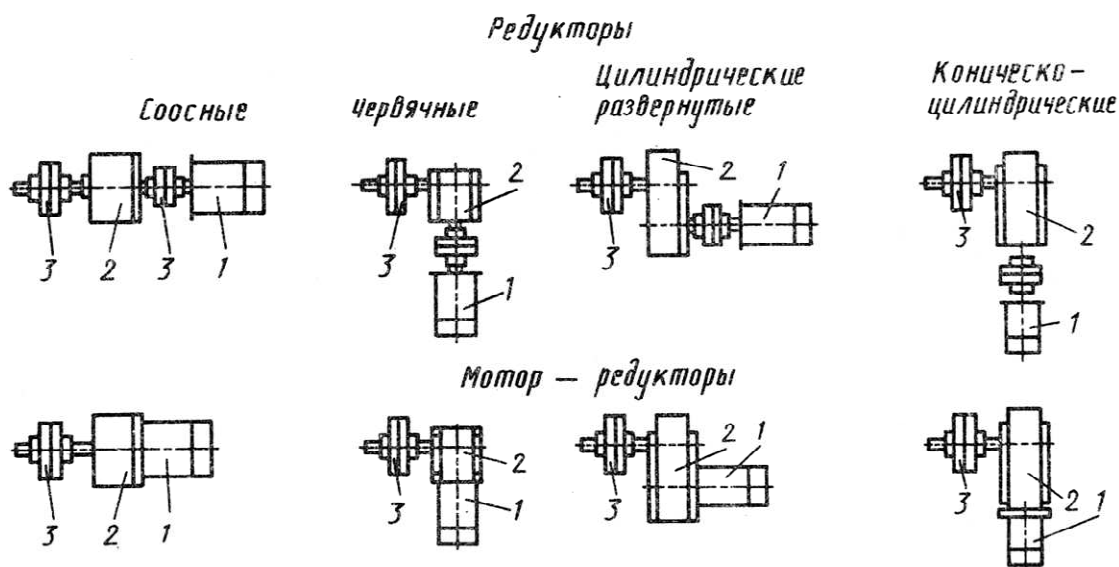


Рис. 9.1. Компоновочные схемы приводов с применением редукторов и мотор-редукторов: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта

### 9.1. Зубчатые цилиндрические редукторы

Цилиндрические редукторы применяют для передачи вращательного движения между параллельными или соосными валами. Эти редукторы обладают высоким КПД (0,94...0,98 в одной ступени) и значительной долговечностью: редукторы общего назначения – до  $36 \cdot 10^3$  ч, а специальные – до  $50 \cdot 10^3$  ч [39].

Недостатками этих редукторов являются повышенная виброактивность и большие габариты для высоких значений передаточных чисел.

Цилиндрические редукторы составляют около 40 % от всех типов редукторов, используемых в промышленности.

*Одноступенчатые цилиндрические редукторы (Ц)* имеют в большинстве случаев косозубое зацепление, редко – прямозубое. Кинематическая схема такого редуктора приведена в табл. 2.1. Передаточное число  $u < 6,3$  (предпочтительно до 5). Вращающий момент на тихоходном валу 250...4000 Н·м.

*Двухступенчатые цилиндрические редукторы (Ц2)* выполняют по развернутой, раздвоенной или сосной схемам (см. табл. 2.1). Общий вид наиболее распространенной развернутой схемы горизонтального редуктора показан на рис. 9.2. Рекомендуемый диапазон передаточных чисел  $u = 6,3...40$ , вращающий момент на тихоходном валу 250...4000 Н·м.

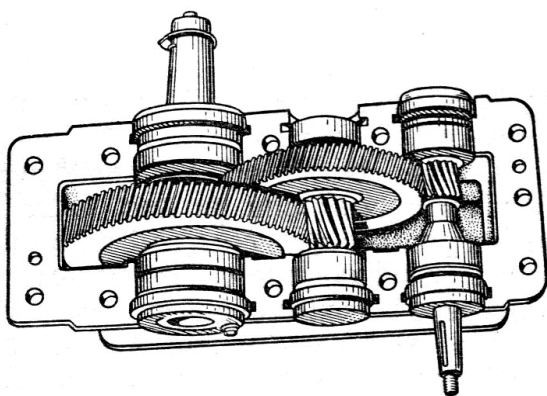


Рис. 9.2. Двухступенчатый цилиндрический редуктор (Ц2), выполненный по развернутой схеме

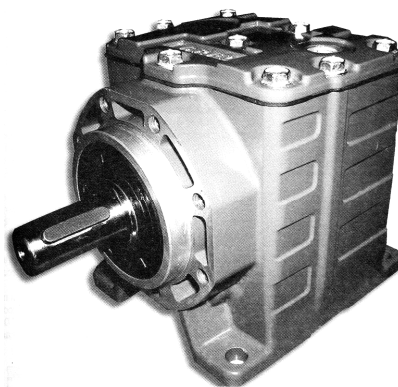


Рис. 9.3. Цилиндрический соосный редуктор серии RD VARVEL

Соосные редукторы (рис. 9.3) имеют меньшие габариты по длине, а редукторы с раздвоенной ступенью имеют массу на 20 % меньше, чем редукторы с развернутой схемой, но у них более высокая трудоемкость изготовления и они шире.

*Трехступенчатые цилиндрические редукторы (Ц3)* выполняют преимущественно на базе горизонтальной развернутой (рис. 9.4) и раздвоенной схем. При развернутой схеме оси валов четко располагают в одной плоскости разъема, но это увеличивает длину и массу редуктора. Они обеспечивают вращающие моменты на тихоходном валу 1000...4000 Н·м в диапазоне передаточных чисел  $u = 31,5...200$ .

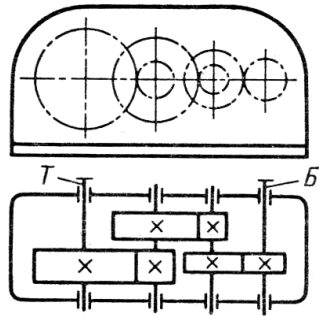


Рис. 9.4. Горизонтальная развернутая схема трехступенчатого цилиндрического редуктора (ЦЗ)

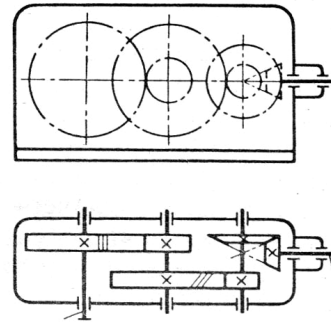


Рис. 9.5. Коническо-цилиндрический трехступенчатый горизонтальный редуктор (КЦ2)

## 9.2. Зубчатые конические редукторы

Конические редукторы более сложные по сравнению с цилиндрическими; применяют их для передачи вращательного движения между пересекающимися валами (обычно под прямым углом). Их КПД несколько меньше (0,90...0,96 в одной ступени), ниже и рабочие скорости.

Используют в основном одноступенчатые конические редукторы, многоступенчатые выполняют комбинированными (главным образом коническо-цилиндрическими). Уровень виброактивности конических редукторов с прямыми зубьями несколько выше, чем соответствующих цилиндрических, а у редукторов с тангенциальными и круговыми зубьями примерно такой же, как у косозубых цилиндрических.

К недостаткам конических редукторов следует отнести большую материалоемкость и трудоемкость изготовления, чем цилиндрических, необходимость в осевых регулировках, зависимость контактных напряжений в зубьях от осевого зазора в подшипниках, наличие относительно больших подшипников на шестерне, так как она обычно имеет консольное крепление [39].

*Одноступенчатые конические редукторы (К)* применяют, когда необходимо передавать вращающий момент между валами со взаимно перпендикулярным расположением осей (см. табл. 2.1). Колесо целесообразно располагать между опорами, шестерню – консольно. Передаточное число –  $u \leq 5$ .

*Коническо-цилиндрические редукторы (КЦ)* независимо от числа ступеней и компоновки выполняют с быстроходной конической ступенью с круговыми зубьями (см. табл. 2.1). Параметры этой передачи такие же, как и в коническом редукторе. Параметры цилиндрических ступеней аналогичны параметрам цилиндрических редукторов с развернутой схемой. Передаточное число –  $u = 6,3...31,5$ , КПД – 0,94, мощность на быстроходном валу – до 150 кВт, допускаемая консольная нагрузка на тихоходном валу – 4,0...98 кН [6, 40].

*Коническо-цилиндрический трехступенчатый горизонтальный редуктор* (КЦ2) (рис. 9.5) получается из двухступенчатого добавлением еще одной тихоходной ступени, как правило, прямозубой, что увеличивает общее передаточное число до  $u = 28 \dots 182$  [40], но снижает КПД до 0,91.

### 9.3. Червячные редукторы

Червячные редукторы применяют при передаче движения между скрещивающимися осями. Помимо возможности получить большое передаточное число в одной ступени (до 80 в редукторах общего назначения), им присущи бесшумность в работе, высокая плавность хода, самоторможение, а также возможность иметь двухсторонний выходной вал.

К недостаткам червячных редукторов следует отнести необходимость применения дорогих антифрикционных материалов и относительно низкий КПД.

*Червячные одноступенчатые редукторы* (Ч) выпускаются с нижним, верхним (рис. 9.6), боковым горизонтальным и боковым вертикальным расположением эвольвентного червяка (см. табл. 2.1). Редукторы имеют вентилятор на валу червяка для обдува. Могут обеспечивать вращающий момент на тихоходном валу 85...2000 Н·м. Диапазон передаточных чисел – 6,3...100; рекомендуется принимать  $u \leq 63$ .

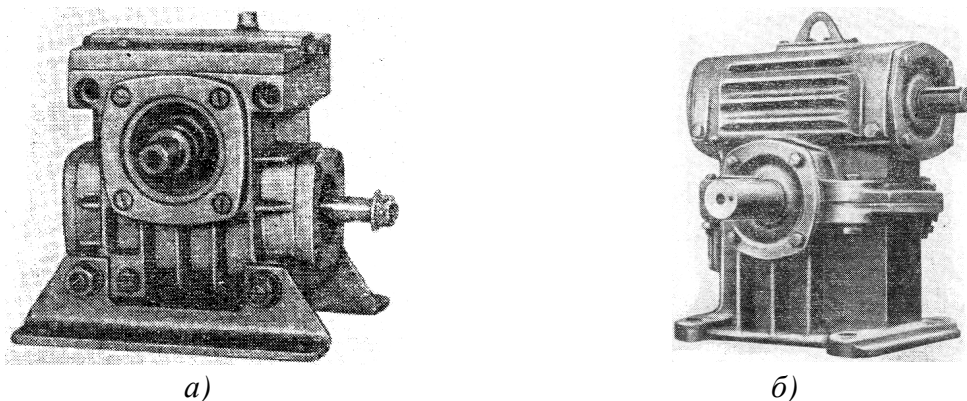


Рис. 9.6. Червячные одноступенчатые редукторы с нижним (а) и верхним (б) расположением червяка

*Двухступенчатые червячные редукторы* (Ч2), обеспечивают вращающие моменты на тихоходном валу 1300...1800 Н·м, диапазон передаточных чисел  $u = 100 \dots 6300$  [26]. Редукторы изготавливают из двух одноступенчатых редукторов, соединенных между собой (рис. 9.7).

*Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор* (ЧЦ) имеет червячную тихоходную ступень и цилиндрическую ступень с парамет-

рами цилиндрического редуктора развернутой схемы (см. табл. 2.1). Диапазон передаточных чисел  $u = 50 \dots 315$ . Червяк обычно располагают внизу, что вызвано условиями смазывания зацепления, расположением подшипников червяка и условиями сборки [6].

В ряде конструкций применяют *цилиндрическо-червячные редукторы* (см. табл. 2.1) их передаточное число достигает 150.

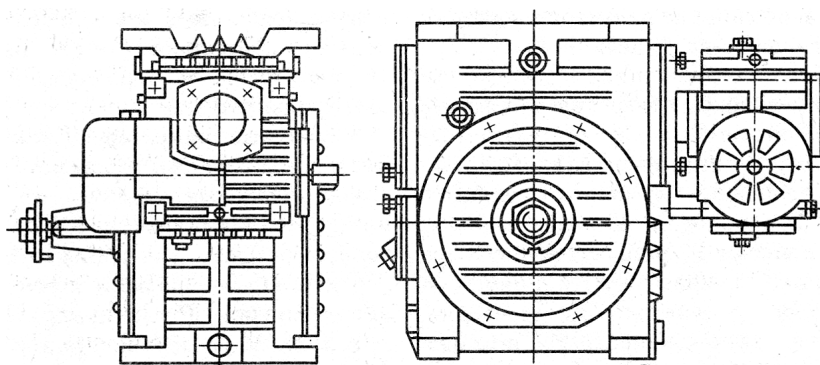


Рис. 9.7. Компоновочная схема двухступенчатого червячного редуктора

#### 9.4. Мотор-редукторы

Мотор-редуктор (М) представляет собой агрегат, в котором конструктивно объединены любой тип редуктора и электродвигатель. Такая компоновка приводов получает все более широкое распространение и в настоящее время общее число мотор-редукторов составляет более 10 % от общего числа редукторов всех типов [6, 39]. Мотор-редукторы обладают рядом преимуществ:

- небольшими габаритными размерами и массой;
- возможностью достижения большей, чем в других схемах привода, точности расположения вала электродвигателя относительно ведущего вала редуктора;
- уменьшенным общим количеством деталей;
- удобством монтажа и обслуживания и др.

Конструкции и типы мотор-редукторов приведены на рис. 9.8.

Менее распространены другие схемы редукторов. *Планетарные редукторы* более сложные и дорогие. В них оси нескольких колес, называемых сателлитами, закреплены на подвижной детали (водиле). Их КПД достаточно высок (0,90...0,95 в одной ступени), и они имеют различные конструктивные исполнения. Существенным преимуществом этих редукторов является малая удельная материалоемкость (рис. 9.9) при достаточно большой нагрузочной способности и долговечности, что объясняется наличием многопарного зацепления.

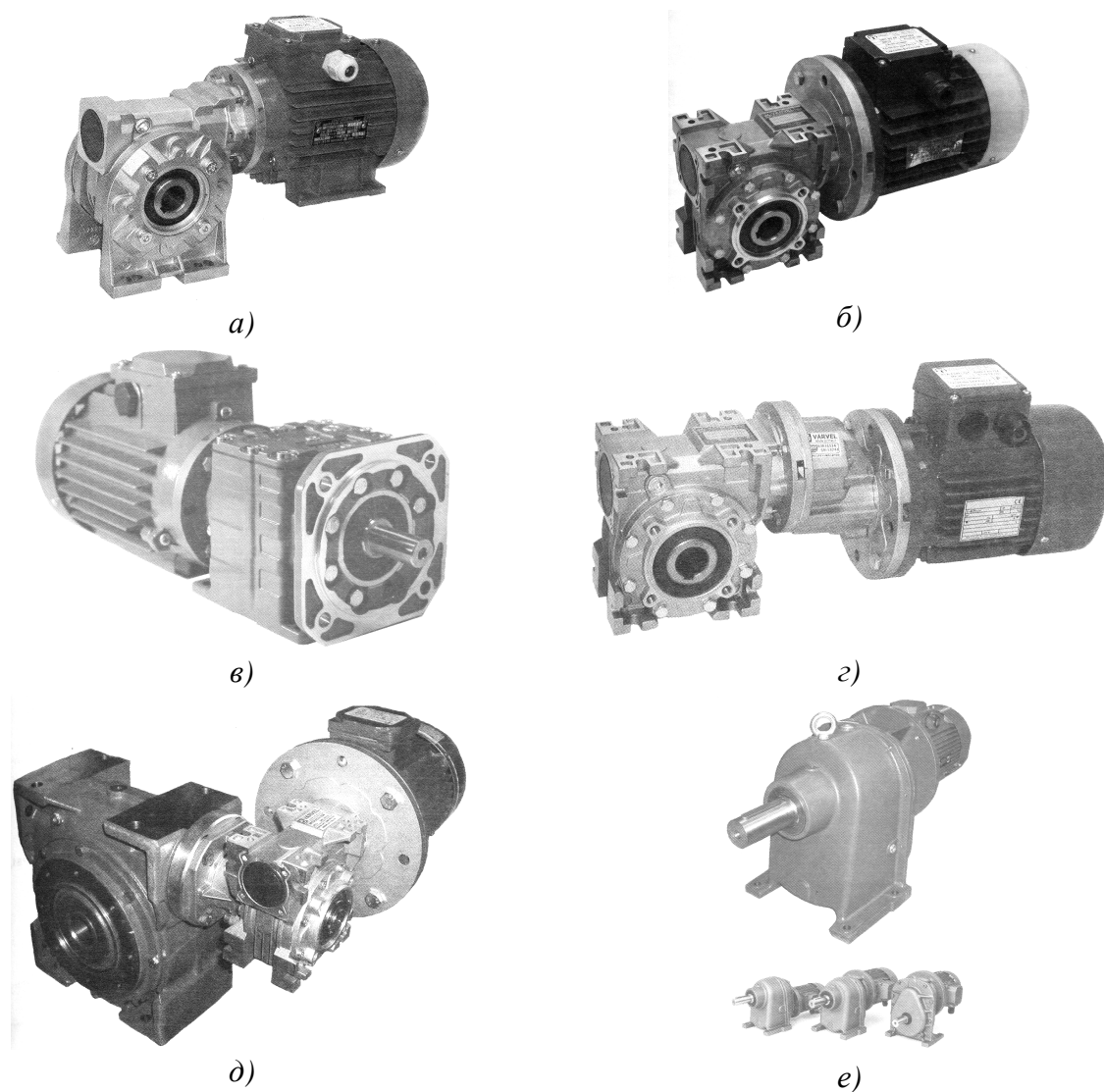


Рис. 9.8. Мотор-редукторы: *a* – червячный одноступенчатый 7МЧ-М ( $u = 7 \dots 100$ ); *б* – червячный одноступенчатый VARVEL ( $u = 7 \dots 100$ ); *в* – цилиндрический соосный MRD VARVEL ( $u = 2,5 \dots 315$ ); *г* – цилиндро-червячный двухступенчатый VARVEL ( $u = 44 \dots 630$ ); *д* – червячный двухступенчатый VARVEL ( $u = 150 \dots 5600$ ); *е* – цилиндрический 7МЦ ( $u = 1,5 \dots 432$ )

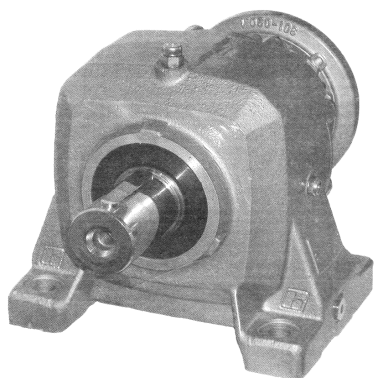


Рис. 9.9. Планетарный редуктор Brevini ( $u = 3 \dots 3300$ )

Кроме перечисленных типов редукторов находят применение редукторы со спиральными, гипоидными и волновыми передачами, коническо-цилиндрические прецессионные редукторы и мотор-редукторы, мотор-вариаторы и др. [26, 32, 39 – 43].

# ВАЛОПРОВОДЫ

## Тема 10. ВАЛЫ И ОСИ

Вращающиеся детали машин (зубчатые и червячные колеса, шкивы, звездочки, катки, муфты и др.) размещают на валах и осях.

### 10.1. Общие сведения

*Вал* – вращающаяся деталь машины, предназначенная для поддержания насаженных на него деталей, передачи вращающих моментов и восприятия растягивающих или сжимающих сил. Валы передают вращающий момент вдоль своей оси. Силы, возникающие при передаче вращающего момента, вызывают напряжения кручения и изгиба, а иногда напряжения растяжения или сжатия. Валы вращаются в подшипниках.

*Ось* – деталь машины, предназначенная только для поддержания установленных на ней деталей. В отличие от вала ось не передает вращающего момента; действующие в них силы вызывают напряжения изгиба. Оси могут быть вращающимися или неподвижными (рис. 10.1).

**Классификация валов** [5, 6, 10, 18, 25, 26, 44]. По назначению различают валы передач и коренные валы, несущие нагрузку не только от деталей передач, но и от рабочих органов машин (дисков, турбин, барабанов и т.д.).

По форме геометрической оси валы подразделяют на прямые, колеччатые и гибкие (рис. 10.2).

*Прямые гладкие валы* (см. рис. 10.2, а), т.е. валы одного номинального диаметра, по всей длине обеспечивают хорошее центрирование насаживаемых деталей и имеют повышенную прочность и жесткость из-за отсутствия проточек, являющихся концентраторами напряжений, но для получения требуемых посадок участки вала отличаются допусками на диаметр, и для сборки насаживаемых на вал деталей требуются специальные приспособления.

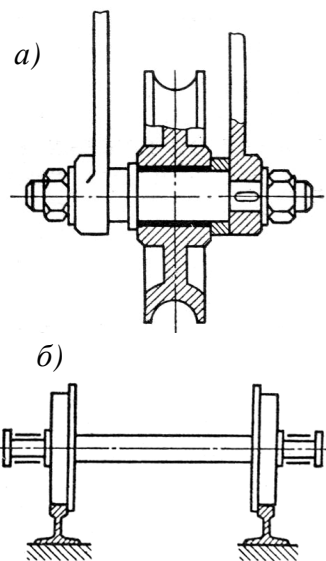


Рис. 10.1. Оси: а – неподвижная; б – вращающаяся

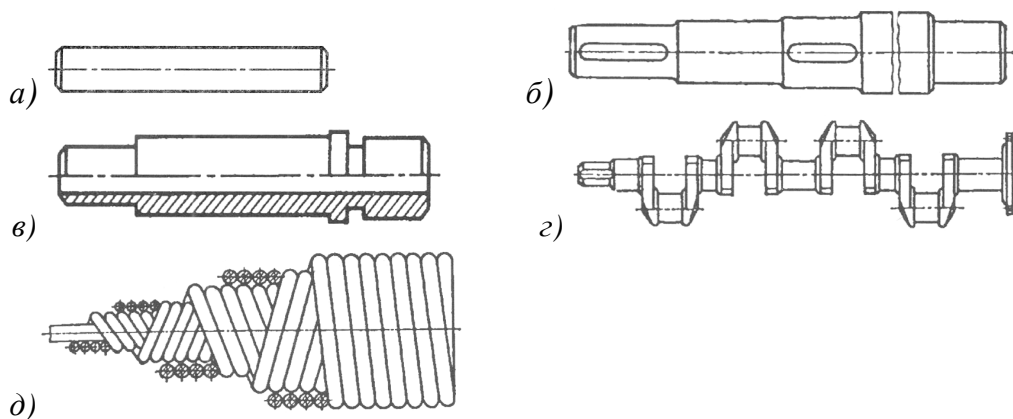


Рис. 10.2. Типы валов: *a* – прямой гладкий; *б* – прямой ступенчатый сплошной; *в* – прямой ступенчатый полый; *г* – коленчатый; *д* – гибкий

*Прямые ступенчатые сплошные и полые валы* (см. рис. 10.2, *б*, *в*) обеспечивают удобную сборку (разборку) и фиксацию насаживаемых деталей от осевого смещения. Кроме того, уступы на валах воспринимают осевую нагрузку. Полые валы изготавливают в основном для уменьшения массы или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь, подводят масло или воздух и пр.

*Коленчатые валы* (см. рис. 10.2, *г*) применяют при необходимости преобразования в машине возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот, при этом они совмещают функции прямых валов с функциями кривошипов в кривошипно-ползунных механизмах.

Для передачи вращения между агрегатами со смещенными в пространстве осями входного и выходного валов применяют *гибкие валы* (см. рис. 10.2, *д*), имеющие криволинейную геометрическую ось при работе. Такие валы обладают высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе.

Для соединения узлов и агрегатов между собой используют *торсионные валы*, т.е. валы, передающие только вращающие моменты.

Длинные составные валы (до 20 м), используемые для передачи вращающего момента к исполнительным органам машин, называют *трансмиссионными*.

**Элементы конструкции.** Опорные участки валов и осей называют *цапфами* (рис. 10.3). Цапфы, расположенные на концах валов и нагруженные преимущественно радиальными силами, называются *шипами 1*, а промежуточные – *шейками 2* (рис. 10.4). Опорные участки валов, воспринимающие осевые нагрузки, называются *пятями* (рис. 10.5). Пяты могут быть сплошными (*а*), кольцевыми (*б*). Цапфы валов и осей, работающих в опорах скольжения, в большинстве случаев имеют цилиндрическую форму с заплечиком для фиксации в осевом направлении. Цапфы валов и осей для



подшипников качения выполняют цилиндрическими с заплечиком для фиксации в осевом направлении (см. рис. 10.3, *а*). Для закрепления внутреннего кольца подшипника на валу (оси) используют гайку (см. рис. 10.3, *б*) или стопорное пружинное кольцо, устанавливаемое в кольцевую канавку (см. рис. 10.3, *в*).

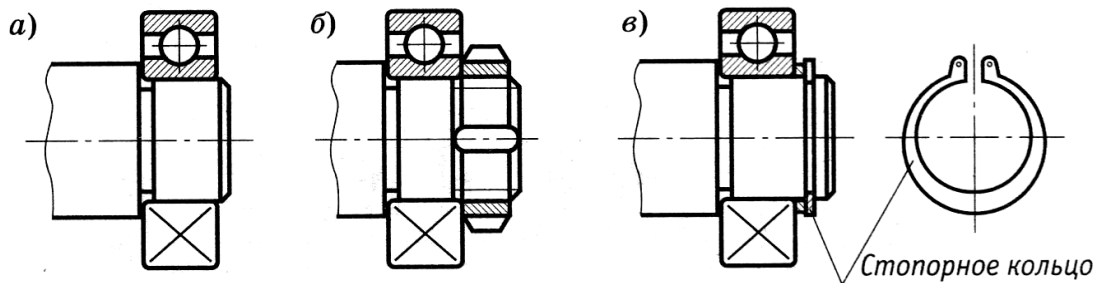


Рис. 10.3. Цапфы валов и осей под подшипники качения: *а* – цилиндрическая с заплечиком; *б* – с креплением гайкой; *в* – с креплением стопорным кольцом

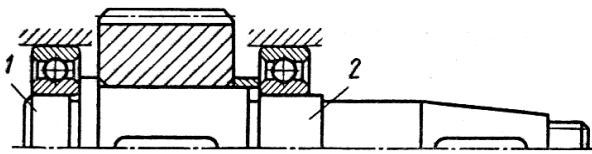


Рис. 10.4. Шип 1 и шейка 2 вала

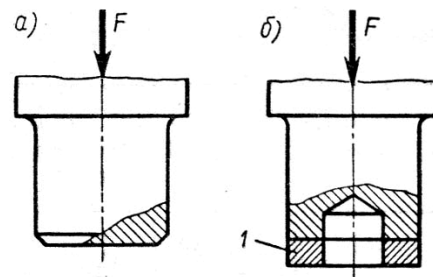


Рис. 10.5. Пята сплошная (*а*) и кольцевая (*б*)

Поверхности плавного перехода от одной ступени вала или оси к другой называется *галтелью*. Переходные участки между двумя соседними ступенями разных диаметров валов и осей выполняют с галтелью постоянного радиуса (рис. 10.6, *а*, *б*). Желательно, чтобы радиус  $R$  был больше  $0,1d$  ( $d$  – диаметр вала). На тяжело нагруженных участках валов применяют галтели переменного радиуса кривизны  $\rho$  (рис. 10.6, *в*). Простейшей формой перехода является канавка (рис. 10.6, *г*) шириной 3...5 мм и глубиной 0,25 или 0,5 мм.

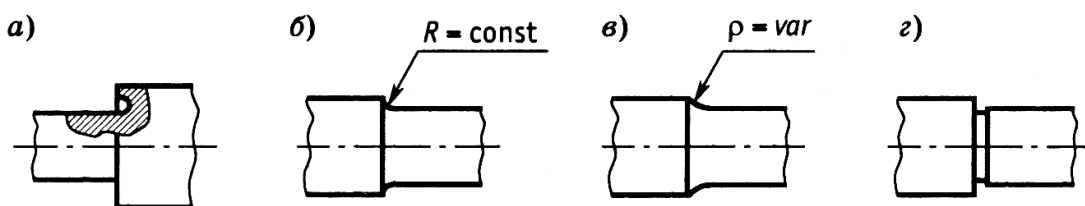


Рис. 10.6. Переходные участки валов и осей: *а*, *б*, *в* – галтели; *г* – канавка

Буртики (рис. 10.7, в) применяют для упора деталей в неподвижных соединениях и для ограничения осевого перемещения деталей в подвижных соединениях. Наиболее рациональны буртики с формой сопротивления изгибу, обладающие наименьшей массой и простые в изготовлении. Нерабочую поверхность буртика целесообразно выполнять под углом 45°; изготовление фасонных буртиков затруднительно. Высоту буртиков следует сокращать до необходимого минимума, допускаемого конструктивными условиями. В узле (рис. 10.7, а) установки зубчатого колеса буртик 1 служит для затяжки оси в корпус и фиксации колеса в осевом направлении; последнее обстоятельство предупреждает большую высоту буртика. Замена буртика подкладной шайбой 2, опирающейся на невысокий заплечик, резко снижает трудоемкость изготовления оси [44].

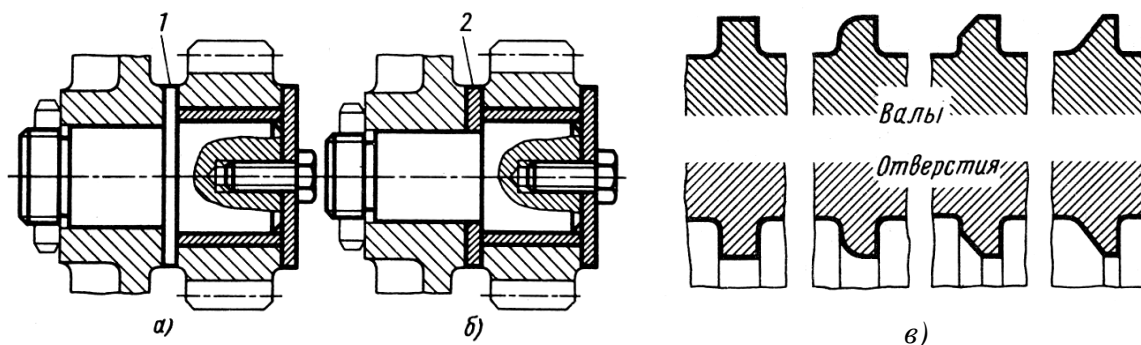


Рис. 10.7. Формы буртиков и способ уменьшения их высоты

Торцы валов и осей для облегчения постановки на них деталей и в целях безопасности делают с *фасками*. Фаски обычно выполняют под углом 45°. Катет фаски  $c$  можно определить из соотношения [44]:

$$c = 0,1\sqrt{d_1}, \quad (10.1)$$

где  $d_1$  – диаметр соответствующей ступени вала (рис. 10.8, а).

Значения  $c$ , полученные из формулы (10.1), округляют до стандартных: 0,2; 0,5; 0,8; 1,0; 1,2; 1,5; 1,8; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0 мм. На свободных, несопрягающихся поверхностях фаски делают размером 0,1...0,2 мм.

Для удобства монтажа насаживаемых деталей соответствующий участок вала должен иметь *скос* (рис. 10.8, б).

Если участок вала не имеет упорных буртиков, то его диаметр рекомендуют принимать на 5 % меньше посадочного диаметра (рис. 10.8, в).

*Посадочные поверхности* под ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют цилиндрическими или коническими. Диаметры посадочных поверхностей выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, диаметры под подшипники – из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников качения. Перепад диаметров ступеней определяется стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закругления кромок и размерах фасок, условиями сборки. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Форма выходного участка вала (рис. 10.9) может быть цилиндрическая по ГОСТ 12080-66 или коническая по ГОСТ 12081-72.

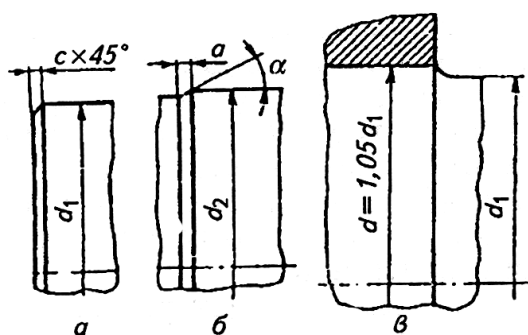


Рис. 10.8. Фаски (а), скосы (б) и переходные участки (в)

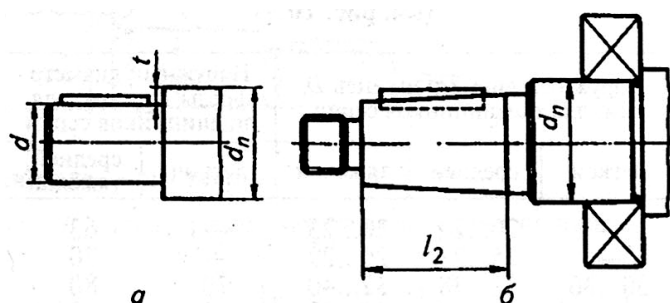


Рис. 10.9. Выходные участки валов: а – цилиндрический; б – конический

Конический конец вала выполнить сложнее. Однако конические соединения обладают большей нагрузочной способностью, их легче собирать и разбирать. Осевое усилие создают, затягивая гайкой. Для этого на конце хвостовика предусматривают крепежную резьбу.

**Материалы.** Для изготовления валов применяют углеродистые конструкционные стали 40, 45, 50 и легированную сталь 40Х твердостью  $HB \leq 300$ . Легированные стали 40ХН, 30ХГСА, 30ХГТ и других марок с последующей закалкой ТВЧ применяют для высоконагруженных валов. Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, для повышения износостойкости цапф изготавливают из цементуемых сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ или азотируемой стали 38Х2МЮА. Если размеры вала определяются условиями жесткости, то можно использовать стали Ст.5, Ст.6. Коленчатые, полые и тяжелые валы изготавливают и из высокопрочных и модифицированных чугунов, например ВЧ50.

Для осей обычно применяют сталь углеродистую обыкновенного качества.

Стальные валы и оси диаметром до 150 мм обычно изготавливают из проката; валы большего диаметра – из поковок, полые валы – по возможности из стальных труб.

Механические характеристики материалов валов приведены в табл. 10.1.

**Механические характеристики основных материалов валов и осей**

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость <i>HV</i> , не менее	$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
			МПа						
Ст.5	любой	190	520	280	150	220	130	0	0
45	любой	200	570	290	150	250	150	0	0
	120	240	800	550	300	350	210	0	0
	80	270	900	650	390	380	230	0,1	0,05
40X	любой	200	730	500	280	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	450	410	240	0,1	0,05
40XH	любой	240	820	650	390	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	450	420	250	0,1	0,05
20	60	145	400	240	120	170	100	0	0
20X	120	197	650	400	240	300	160	0,05	0
12XH3A	120	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05
12X2H4A	120	300	1100	850	605	500	250	0,15	0,1
18XГТ	60	330	1150	950	665	520	280	0,15	0,1
30XГТ	любой	320	1150	950	665	520	310	0,15	0,1

## 10.2. Расчет валов и осей

**Критерии работоспособности.** Основными критериями работоспособности валов и осей являются:

- прочность;
- жесткость;
- виброустойчивость.

**Этапы конструирования.** Так как расчет и конструирование процессы взаимосвязанные и взаимозависимые, то определение необходимых размеров выполняется в пять этапов:

- *проектировочный расчет;*
- *конструирование вала (оси);*
- *составление расчетной схемы;*
- *проверочный расчет вала (оси) на статическую прочность и на сопротивление усталости; уточнение конструкции вала (оси);*
- *расчет на жесткость и виброустойчивость.*

**Проектировочный расчет.** На данном этапе расчет известен лишь крутящий момент, численно равный передаваемому вращающему моменту  $T$ . Суммарный изгибающий момент можно определить только после разработки конструкции вала. Поэтому проектировочный расчет выполняют как

условный расчет только на кручение для ориентировочного определения посадочных диаметров.

Диаметр концевой участка вала определяют из расчета на кручение:

$$d \approx \sqrt{\frac{10^3 \cdot T}{0,2[\tau]}}, \text{ мм}, \quad (10.2)$$

где  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $[\tau]$  – допускаемые напряжения при кручении, обычно принимают  $[\tau] = 15 \dots 30$  МПа. Низкое значение  $[\tau]$  компенсирует неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений [6].

**Конструирование вала.** Полученное значение  $d$  округляют до ближайшего большего размера из чисел ряда  $R40$  со знаменателем, равным 1,06. По выбранному значению  $d$  с учетом удобства сборки и фиксации деталей в осевом направлении назначают остальные стандартные посадочные диаметры вала. Рекомендуется принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в пазу ступени меньшего диаметра.

Диаметры вала под подшипники качения принимают с учетом размещения на них подшипников заданной долговечности и в соответствии со стандартными диаметрами их внутренних колец, которые должны оканчиваться на числа 0 или 5. Если выходной конец ведущего вала соединяется муфтой с валом электродвигателя диаметром  $d_1$ , то рекомендуется принимать  $d = (0,8 \dots 1,00)d_1$ .

Окончательно размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф [6, 44].

**Составление расчетной схемы.** Валы испытывают напряжения изгиба и кручения, оси – изгиба. Постоянные по величине и направлению поперечные силы вызывают во вращающихся валах и осях переменные напряжения. Вращающиеся вместе с валами и осями силы, возникающие, например, от неуравновешенности деталей, вызывают постоянные напряжения [5].

В приближенных расчетах валы и оси рассматривают как балки на шарнирных опорах. Для радиальных подшипников качения условную шарнирную опору располагают на середине ширины подшипника (рис. 10.10, а). Для радиально-упорных подшипников качения опору размещают на оси вала в точке пересечения с ней нормали, проведенной через середину зоны контакта тел качения с дорожками качения подшипника (рис. 10.10, б, в). При двух подшипниках в одной опоре расположение шарнира определяют так, как показано на рис. 10.10, г.

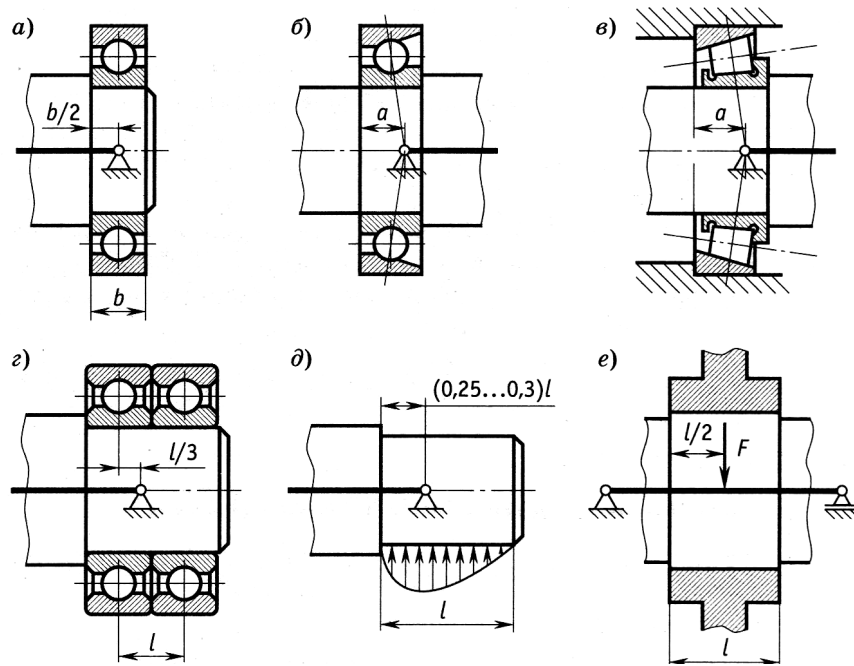


Рис. 10.10. Расчетные схемы валов и осей

Для валов и осей на подшипниках скольжения длиной  $l$  опору располагают на расстоянии  $(0,25...0,30)l$  от внутреннего торца подшипника (рис. 10.10, д). Нагрузки от насаженных на валы и оси деталей заменяют сосредоточенными силами, приложенными в середине ширины ступицы (рис. 10.10, е) [5].

В расчетных схемах используют три типа опор: шарнирно-подвижную, шарнирно-неподвижную и жесткую заделку (для неподвижных осей).

**Проверочный расчет на статическую прочность.** Расчет на статическую прочность производится после разработки конструкции вала. По составленной расчетной схеме строят эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 10.11). Напряжения от осевых и поперечных сил малы, и при расчете валов обычно не учитываются. Эквивалентные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma], \quad (10.3)$$

где  $\sigma_u = \frac{M_{u\Sigma}}{W}$  и  $\tau_k = \frac{T}{W_p}$  — соответственно наибольшие напряжения в

расчетном сечении вала от изгиба суммарным моментом  $M_{u\Sigma}$  (в горизонтальной  $M_G$  и вертикальной  $M_B$  плоскостях) и кручения моментом  $T$ ;  $W$  и  $W_p$  — соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения (табл. 10.2);  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение, равное  $(0,6...0,8)\sigma_T$  (значения пределов текучести  $\sigma_T$  приведены в табл. 10.1).

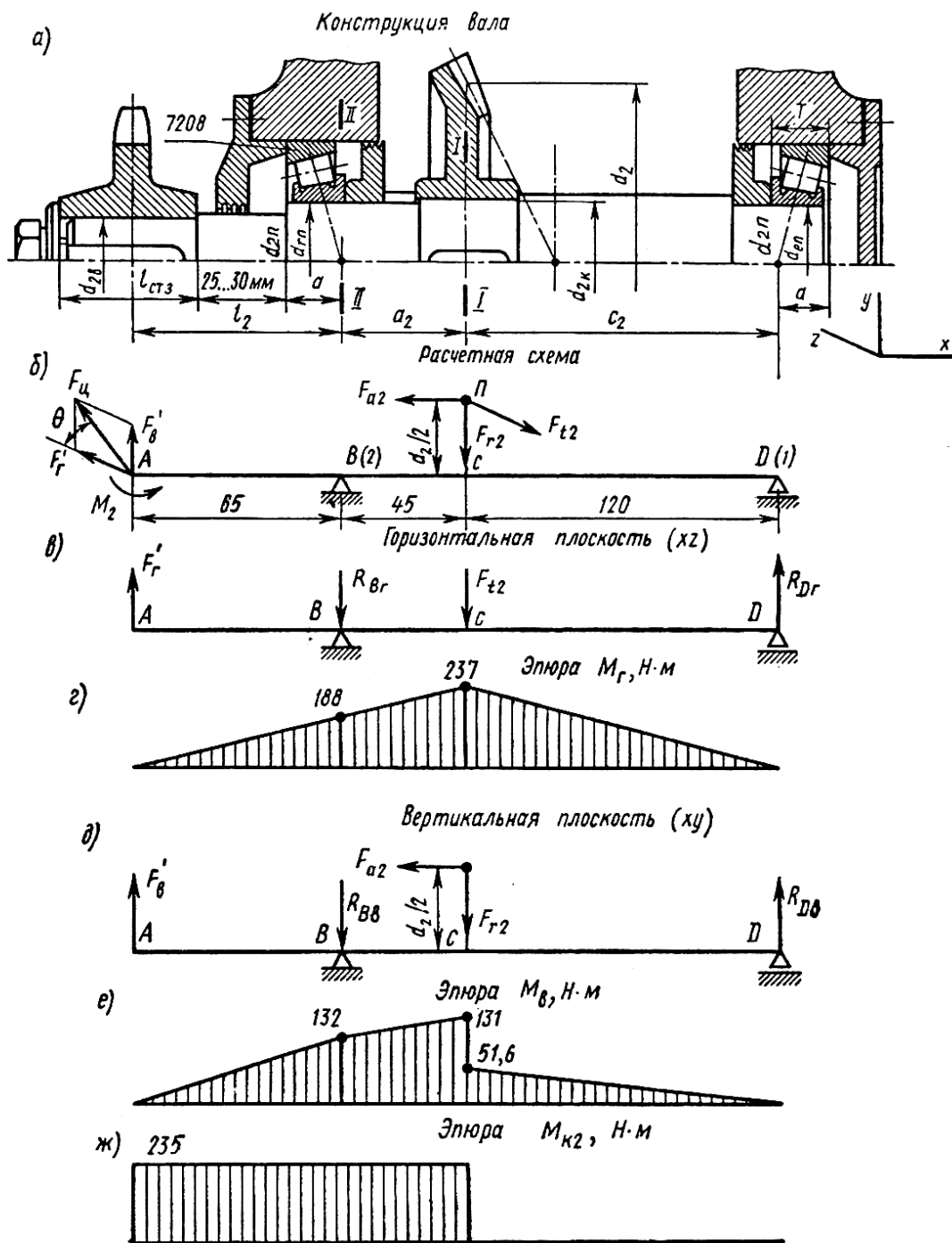


Рис. 10.11. К расчету вала на статическую прочность: а – конструкция вала; б – расчетная схема; в – схема нагружения вала и эпюра изгибающих моментов ( $z$ ) в горизонтальной плоскости; д – схема нагружения вала и эпюра изгибающих моментов (е) в вертикальной плоскости; ж – эпюра крутящих моментов

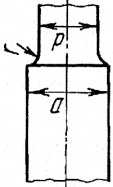
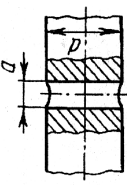
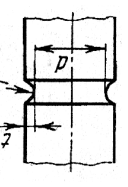
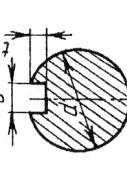
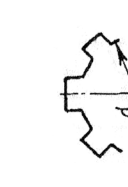
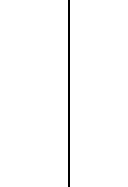

Для сплошных валов круглого поперечного сечения

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M_{\text{и}\Sigma}^2 + 0,75T^2}, \quad (10.4)$$

где  $d$  – диаметр вала в расчетном сечении.

Таблица 10.2

**Значения моментов сопротивления и коэффициентов снижения  
предела выносливости валов [10]**

Концентратор	$k_\sigma$		$k_\tau$			Эскиз	Момент сопротивления	
	$\sigma_b, \text{МПа}$			7	8		$W, \text{мм}^3$	$W_p, \text{мм}^3$
	$\leq 700$	$\leq 1000$	$\leq 1000$					
1	2	3	4	5	6	7	8	
Галтель $D/d = 1,25 \dots 2$ при $r/d$ : 0,02 0,06 0,1	2,5	3,5	1,8	2,1		$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	
	1,85	2,0	1,4	1,53		$\frac{\pi d^3}{32} \left( 1,1 - 1,54 \frac{a}{d} \right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left( 1 - \frac{a}{d} \right)$	
	1,6	1,64	1,25	1,35		$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	
Поперечное отверстие при $a/d = 0,05 \dots 0,025$	1,9	2,0	1,75	2,0		$\frac{\pi d^2}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^2}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	
	1,9	2,35	1,4	1,7		$\frac{\pi d^2}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	
	1,8	2,0	1,35	1,65		$\frac{\pi d^2}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	
Выточка ( $t = r$ ) при $r/d$ : 0,02 0,06 0,1	1,7	1,85	1,25	1,5		$\frac{\pi d^2}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	
	1,75	2,0	1,5	1,9		$\frac{\pi d^2}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^2}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	
	1,6	1,75	2,45	2,8		$\frac{\pi d^2}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$	
Шпоночный паз	1,75	2,0	1,5	1,9		$\frac{\pi d^2}{32} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^2}{16} \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	
Шлицы прямоугольные	1,6	1,75	2,45	2,8		$\frac{\pi d^3}{\xi \cdot 32}$	$\frac{\pi d^3}{\xi \cdot 16}$	

Для шлицы легкой серии  $\xi = 1,125$ ,  
средней  $\xi = 1,205$ ,  
тяжелой  $\xi = 1,265$



Продолжение табл. 10.2

1	2	3	4	5	6	7	8
Шлицы эвольвентные и валы-шестерни	1,6	1,75	1,5	1,6		$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Витки червяка	2,3	2,5	1,7	1,9		$\frac{\pi d_f^3}{32}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$
Резьба	1,8	2,4	1,2	1,5		$\frac{\pi d_3^3}{32}$	$\frac{\pi d_3^3}{16}$
Посадка с гарантированным натягом не менее 20 МПа	2,4	3,6	1,8	2,5		$d_f$ – делительный диаметр $d_f$ – диаметр впадин червяка $d_3$ – внутренний диаметр винта	

**Проверочный расчет на сопротивление усталости.** Напряжения, возникающие в валах, переменны во времени, поэтому основной причиной потери их работоспособности является усталостное разрушение. Независимо от характера нагружения напряжения изгиба в различных точках поперечного сечения вала рассматриваются как изменяющиеся по симметричному циклу (рис. 10.12, а), а напряжения кручения – по отнулевому циклу при нереверсивном направлении вращения вала (рис. 10.12, б).

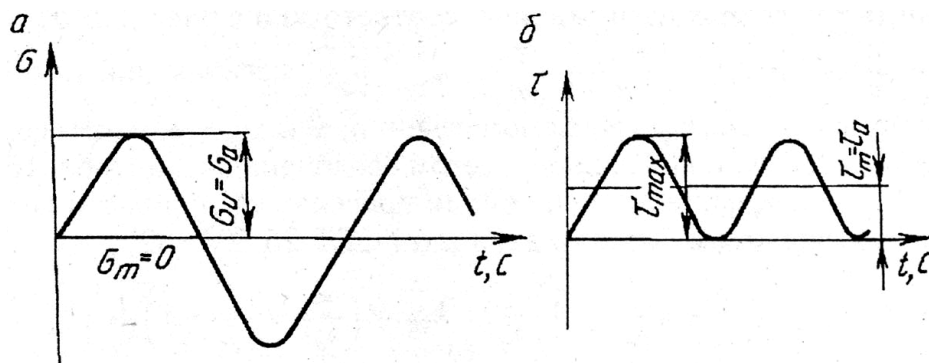


Рис. 10.12. Циклы напряжений

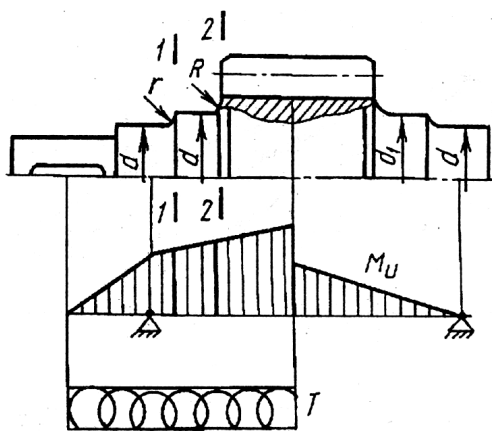


Рис. 10.13. К расчету вала на сопротивление усталости

Расчет сводится к определению коэффициента запаса сопротивления усталости для опасных сечений и сравнению его с допусковым [10]. Опасные сечения устанавливаются по чертежу вала и эпюрам изгибающих и крутящих моментов (рис. 10.13). Опасные сечения проходят в области концентраторов напряжений (галтели, отверстия, шпоночные пазы и др.). Из-за концентрации напряжений эти сечения могут не совпадать с теми, в которых действуют наибольшие эквивалентные моменты.

Для каждого расчетного (опасного) сечения *определяют коэффициент безопасности по сопротивлению усталости:*

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (10.5)$$

где  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  – коэффициенты безопасности по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по формулам:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \Psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (10.6)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \Psi_{\tau} \tau_m}. \quad (10.7)$$

Здесь  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала (табл. 10.1), полученные при испытании гладких стандартных образцов малых диаметров соответственно при изгибе и кручении с симметричным циклом изменения напряжений;  $K_{\sigma D}$  и  $K_{\tau D}$  – коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = \frac{\left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right)}{K_v}; \quad (10.8)$$

$$K_{\tau D} = \frac{\left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right)}{K_v},$$

где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений, соответственно при изгибе и при кручении (табл. 10.2);  $K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров (масштабный фактор), принимает значение 0,5...1,0;  $K_F$  – коэффициент влияния шероховатости поверхности, принимает значения 0,42...1,0;  $K_v$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (закалка ТВЧ, цементация, азотирование и др.) назначается в пределах 1,3...2,6;  $\Psi_{\sigma}$  и  $\Psi_{\tau}$  – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении (табл. 10.1) [5, 10].

Полученное по формуле (10.5) значение коэффициента безопасности сравнивают с допусаемым значением, которое обычно принимают 1,5...2,5; большее значение коэффициента принимают для ответственных валов.

**Расчет валов и осей на жесткость.** Упругие деформации валов и осей влияют на работу связанных с ними деталей. В частности, при несимметричном расположении зубчатых колес относительно опор повышенные прогибы валов вызывают неравномерное распределение нагрузки в зацеплении. Большие углы поворота сечений в опорах вызывают разрушение подшипников. Наконец, недостаточная жесткость валов снижает точность функционирования механизмов, повышает изнашивание в опорах сколь-

жения, является одной из причин повышения интенсивности колебания валов и т.п. Поэтому иногда размеры вала определяют не из условия обеспечения прочности, а из расчета на жесткость.

При конструировании валов и осей следует проверять прогибы и углы поворота характерных сечений, например, в опорах вала, в местах установки зубчатых колес, шкивов и звездочек и др. Прогибы и углы поворота валов постоянного диаметра для простых случаев нагружения определяются по уравнениям табл. 8.5.

*Допускаемые значения прогибов  $[y]$  принимаются следующие:*

- для валов под цилиндрическими зубчатыми и червячными колесами  $[y] = 0,01m$ ;
- для конических и глобоидных передач  $[y] = 0,005m$ ;
- для валов общего назначения  $[y] = (0,0002...0,0003)l$ , где  $m$  – модуль зубчатого зацепления;  $l$  – расстояние между опорами.

*Допускаемые значения углов поворота  $[\theta]$  (рад):*

- для опор скольжения  $[\theta] = 0,001$ ;
- в местах установки зубчатых колес  $[\theta] = 0,001$ ;
- для шарикоподшипников  $[\theta] = 0,01$ ;
- для сферических подшипников  $[\theta] = 0,05$ ;
- для роликоподшипников с цилиндрическими роликами  $[\theta] = 0,0025[10]$ .

В том случае, если расчетные значения прогибов и углов поворота сечений превысят допустимые значения, необходимо внести изменения в конструкцию вала, например, увеличить его диаметр или изменить расположения опор и повторным расчетом проверить условия жесткости.

*Для вала переменного сечения суммарный угол закручивания*

$$\varphi = \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi} l_i}{GI_{pi}}, \quad (10.9)$$

где  $M_{zi}$  – крутящий момент на соответствующем участке вала;  $l_i$  – длина участка вала;  $I_{pi} = \frac{\pi d_i^4}{32}$  – полярный момент инерции сечения вала диаметром  $d_i$ .

*Допускаемое значение  $[\varphi]$  (рад/м) для валов общего назначения  $-9 \cdot 10^{-3}$ .*

Если нагрузки действуют в разных плоскостях, то, как при определении изгибающих моментов, прогибы и углы поворота сечений вычисляются в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

**Расчет валов и осей на виброустойчивость.** Колебания валов связаны с периодическим изменением жесткости валов, опор и деталей передач, а также передаваемой нагрузки, неуравновешенностью вращающихся масс, неравномерностью распределения сил в области контакта валов с другими деталями [10]. Наиболее характерными являются крутильные и изгибные колебания валов и осей.

**Крутильные колебания.** Такие колебания могут возникать в валах редукторов из-за совпадения частоты зацеплений зубьев  $f_z = \frac{zn}{60}$  ( $n$  – частота вращения колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ) с собственной круговой частотой вращения вала, а также в валах машин, если вращающий момент, передаваемый валом, является переменным по времени [26].

При расчете вала с посаженной на нем деталью (шкив, зубчатое колесо и т.п.) можно предположить, что деформации детали при колебаниях ничтожно малы, и поэтому эту деталь можно считать абсолютно жесткой [26]. Тогда круговая частота свободных колебаний вала с такой абсолютно жесткой деталью  $p$  (частота собственных колебаний)

$$p_k = \sqrt{\frac{c_\theta}{J_m}}, \quad (10.10)$$

где  $c_\theta$  – коэффициент жесткости вала при кручении;  $J_m$  – момент инерции детали массы  $m$ .

**Изгибные колебания.** Колебания валов с посаженной деталью, массы  $m$ , связаны с их изгибной деформацией. Круговая частота изгибных колебаний

$$p_u = \sqrt{\frac{1}{\lambda m}}, \quad (10.11)$$

где  $\lambda$  – коэффициент податливости вала.

При совпадении или кратности частоты возмущающих сил и частоты собственных колебаний может наступить явление резонанса, при котором амплитуда колебаний резко возрастает, что может вызвать поломку вала. Угловая скорость вала, при которой возникает резонанс, называется *критической*.

Критическая угловая скорость совпадает с круговой частотой изгибных колебаний вала

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{1}{\lambda m}}. \quad (10.12)$$

Пусть на вал симметрично опорам посажен диск массы  $m$  (рис. 10.14).

Если центр тяжести диска смещен относительно своей геометрической оси на величину  $e$ , то вал даже при небольшой угловой скорости  $\omega$  получит прогибы от действия неуравновешенной силы  $F_e = m\omega^2 e$

$$y = \frac{e}{\left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2 - 1}. \quad (10.13)$$

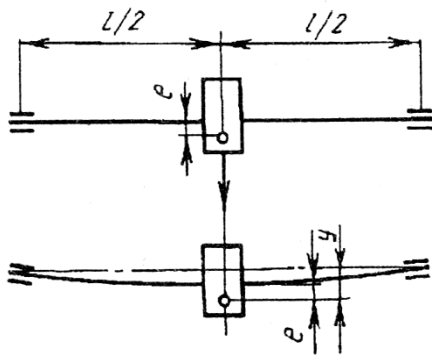


Рис. 10.14. Расчетная схема двухопорного вала

Из уравнения (10.13) видно, что с увеличением угловой скорости прогибы вала возрастают и при  $\omega = \omega_{кр}$  прогибы будут возрастать неограниченно, поэтому по соображениям безопасности стремятся применять в конструкциях жесткие валы, для которых  $\omega < 0,7\omega_{кр}$  [26].

**Расчет осей.** Оси рассчитываются только по напряжениям изгиба, поскольку не передают крутящие моменты. Требуемый диаметр оси определяется из условия статической прочности на изгиб

$$d \geq \sqrt{\frac{M_u}{0,1[\sigma_u]}}, \quad (10.14)$$

где  $M_u$  – максимальный изгибающий момент, Н·мм;  $[\sigma_u]$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Для осей, изготовленных из среднеуглеродистых сталей,  $[\sigma_u] = 100 \dots 160$  МПа. При наличии концентраторов напряжений рекомендуются меньшие значения  $[\sigma_u]$ . Во вращающихся осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу и для них принимают  $[\sigma_u] = 50 \dots 85$  МПа [6, 10].

Проверочные расчеты на сопротивление усталости и изгибную жесткость выполняются так же, как и для валов, принимая  $M_z = 0$ .

## Тема 11. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

*Подшипник – это опора, которая воспринимает нагрузки и допускает вращение вала либо оси.*

### 11.1. Общие сведения

*Подшипник качения* (рис. 11.1) – это отдельная сборочная единица, которая состоит из наружного 1 и внутреннего 3 колец с дорожками качения, тел качения 2 и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения. Иногда для уменьшения радиального габарита подшипник выполняют без одного или обоих колец и тогда тела качения контактируют непосредственно с валом или корпусом.

Основные стандартные размеры подшипника:  $d$  и  $D$  – внутренний и наружный диаметры;  $B$  – ширина колец.

*Достоинства:*

- малые потери на трение, высокий КПД ( $\eta = 0,995$ ) и незначительный нагрев;
- высокие нагрузочная способность и надежность;
- малые габаритные размеры в осевом направлении;
- высокая степень взаимозаменяемости;
- простота в эксплуатации и обслуживании, малый расход смазки;
- невысокая стоимость при массовом производстве.

*Недостатки:*

- ограниченный ресурс в связи с высокими контактными напряжениями;
- пониженная долговечность при ударных и вибрационных нагрузках;
- ограниченная быстроходность;
- повышенный шум при больших оборотах;
- большие радиальные размеры и неразъемность конструкции;
- ненадежность при работе в агрессивных средах.

**Классификация.** Подшипники качения классифицируются по следующим признакам: по форме тел качения; по направлению действия вос-

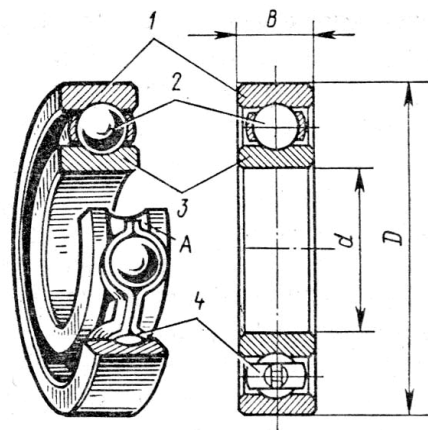


Рис. 11.1. Подшипник качения

принимаемой нагрузки; по числу рядов тел качения; по конструктивным особенностям.

По форме тел качения подшипники разделяются на шариковые и роликовые (рис. 11.2 и 11.3).

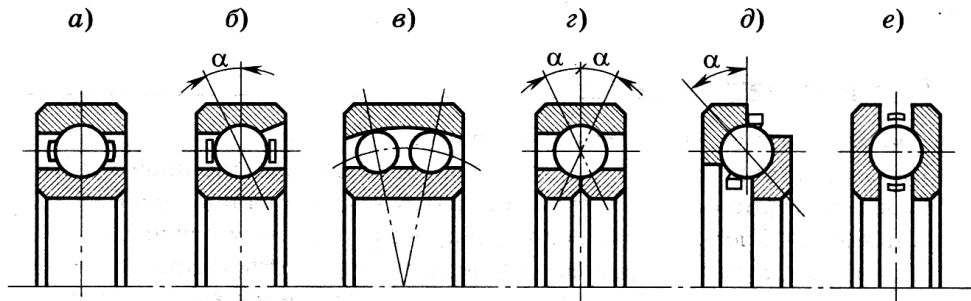


Рис. 11.2. Шариковые подшипники качения: *a* – радиальный; *б* – радиально-упорный; *в* – радиальный двухрядный сферический; *г* – радиально-упорный однорядный четырехточечный; *д* – упорно-радиальный; *е* – упорный

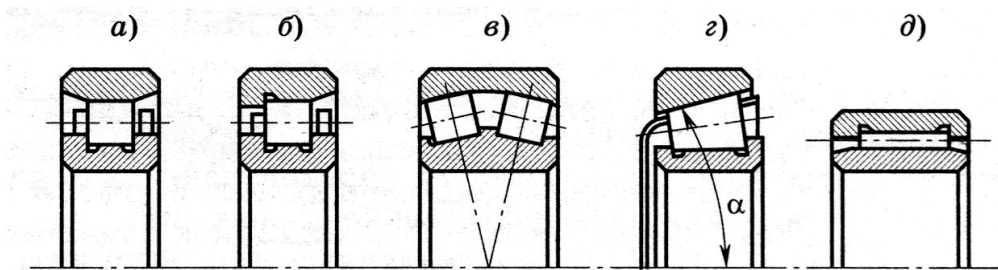


Рис. 11.3. Роликовые подшипники качения: *a, б* – радиальные с короткими цилиндрическими роликами; *в* – радиальный сферический двухрядный; *г* – конический однорядный; *д* – игольчатый

Ролики имеют различную форму и длину (рис. 11.4).

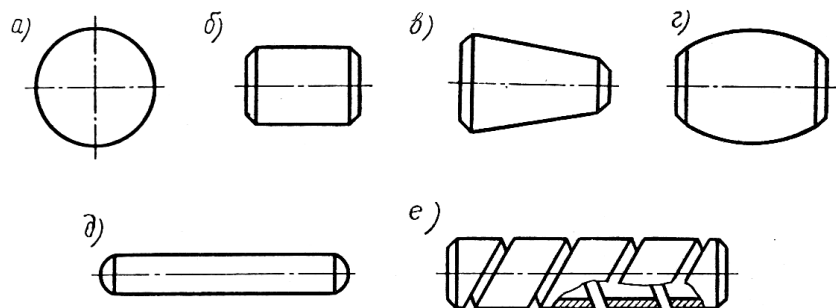


Рис. 11.4. Формы тел качения: *a* – шарик; *б* – ролик цилиндрический короткий; *в* – ролик конический; *г* – ролик бочкообразный; *д* – ролик тонкий длинный (игольчатый); *е* – ролик витой



По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники качения делятся на радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные.

По числу рядов тел качения различают подшипники однорядные, двухрядные, трехрядные, четырехрядные и многорядные.

По способности компенсировать перекосы валов подшипники подразделяются на самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

В зависимости от нагрузочной способности и габаритных размеров при одном и том же внутреннем диаметре подшипники разделяют на серии:

- по радиальным размерам: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые серии;
- по ширине: особо узкие, узкие, нормальные, широкие, особо широкие серии.

Примерное соотношение между габаритами различных серий показано на рис. 11.5. Преимущественное распространение имеют подшипники легкой и средней серий нормальной ширины [5, 6, 10, 46].

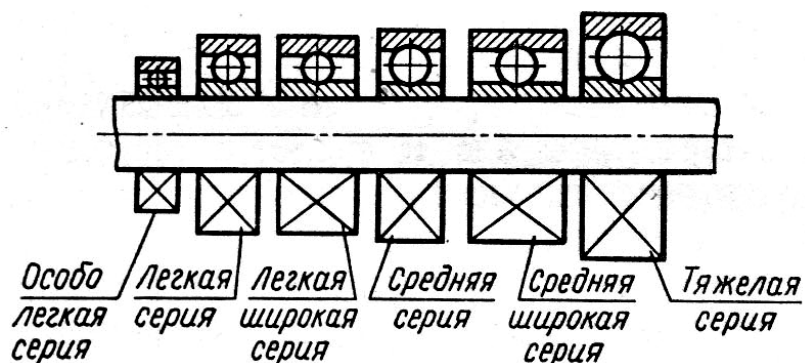


Рис. 11.5. Размерные серии подшипников качения

Выпускают подшипники качения *девяти классов точности*: 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2 и Т (в порядке повышения точности). Для большинства узлов применяют подшипники класса точности 0 (нормального). Подшипники более высоких классов точности используют в узлах с большими скоростями и высокой точности вращения. Кроме подшипников общего применения выпускают специальные подшипники. К ним относят подшипники теплостойкие, высокоскоростные, малошумные, коррозионно-стойкие, немагнитные, самосмазывающиеся и др. Различают подшипники с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

**Материалы.** Кольца и тела качения подшипников изготавливают в основном из шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, а также цементуемых легированных сталей 20Х2Н4А, 18ХГТ, 15Г. При рабочей температуре до 100 °С тела качения и кольца имеют твердость 60...64 HRC, ша-

рики – 62...66 HRC. Для подшипников, работающих при повышенной температуре (до 500 °С), в агрессивных средах, кольца и тела качения изготавливают из жаропрочных и коррозионно-стойких сталей.

В настоящее время производят керамические подшипники, у которых материалом тел качения, а иногда и всех деталей является минералокерамика ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ). Подшипники из данного материала позволяют расширить передел температурного применения до 800 °С; они устойчивы к большинству кислот, не магнитны и обладают хорошими изолирующими свойствами.

Сепараторы подшипников подвержены интенсивному изнашиванию, поэтому их изготавливают из антифрикционных материалов. Для изготовления штампованных сепараторов используют мягкую низкоуглеродистую сталь (08, 10). Массивные сепараторы изготавливают из латуни (ЛС59-1), бронзы (БрАЖМц10-3-1,5), дуралюмина (Д1), а также полиамида ПА66-1-Л-СВ30 [10, 26, 47].

**Условное обозначение.** Внутренний диаметр подшипника качения, его серия, тип, конструктивные особенности и класс точности имеют цифровое условное обозначение, которое наносят на торцовой поверхности колец, как правило, наружных.

Основное обозначение содержит до семи цифр, его читают справа налево. Внутренний диаметр подшипника (диаметр цапфы вала) в его условном обозначении указывается двумя первыми цифрами справа. В диапазоне диаметров  $d = 20...495$  мм эти цифры представляют собой частное от деления диаметра на 5. Для диаметров 10, 12, 15 и 17 мм используются обозначения 00, 01, 02 и 03 соответственно. Для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно первая цифра справа указывает фактический внутренний диаметр, вторая цифра – серию подшипника, на третьем месте указывается 0.

Третья цифра условного обозначения указывает серию по наружному диаметру: 1 – особо легкая; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая; 5 – легкая широкая; 6 – средняя широкая.

Четвертая цифра определяет тип подшипника качения:

- 0 – радиальный шариковый;
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный роликовый сферический;
- 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый;
- 5 – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6 – радиально – упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический;
- 8 – упорный шариковый;
- 9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры указывают в условном обозначении конструктивные особенности подшипников (канавки на наружном кольце, защитные шайбы и др.).

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине.

Нули, стоящие левее последней значащей цифры опускаются.

Класс точности проставляют на подшипнике перед его условным обозначением и отделяют знаком «—».

Буквы, проставленные правее от основного условного обозначения, характеризуют отличительные признаки подшипников (изменение металла, конструкции и др.). Например: А – повышенная грузоподъемность подшипника; Б – сепаратор из безоловянистой бронзы; Е – сепаратор из пластических материалов; Ш – специальные требования по шуму; Ю – все или часть деталей из коррозионно-стойкой стали [5, 6, 10, 25].

## 11.2. Характеристика основных типов подшипников

Если нагрузка на подшипник направлена перпендикулярно оси вращения кольца, то ее называют радиальной  $F_r$ , а подшипники, предназначенные для восприятия таких нагрузок, – радиальными. В случае, когда нагрузка на подшипник направлена под углом к оси вращения, ее можно разложить на радиальную  $F_r$  и осевую  $F_a$ . Для восприятия подобных нагрузок существуют подшипники, которые в зависимости от соотношения  $F_a/F_r$  по мере его роста называют радиально-упорными или упорно-радиальными. Если нагрузка на подшипник направлена по оси вращения кольца, то ее называют осевой, а подшипники, предназначенные для восприятия таких нагрузок, – упорными. Ось вращения тел качения этих подшипников перпендикулярна оси вращения колец [5, 6, 47].

**Радиальные подшипники.** Радиальный шариковый однорядный подшипник (см. рис. 11.2, а) воспринимает в основном радиальную силу и небольшую осевую силу любого направления при большой частоте вращения. Устанавливают на жестких двухопорных валах и фиксируют положение вала относительно корпуса в двух осевых направлениях. Поскольку перекося колец может вызвать местную перегрузку шариков и дорожки качения, а также увеличение шума, то взаимный перекося колец должен быть минимальным ( $2' \dots 10'$ ). Сепараторы выполняют в основном штампованными из низкоуглеродистой стали и центрируют по телам качения. Подшипники могут иметь уплотнения с одной или с двух сторон и, как правило, заполняются пластичной смазкой. Имеют несколько конструктивных особенностей, в частности, внутреннее коническое отверстие.

Радиальный шариковый сферический подшипник (см. рис. 11.2, в) состоит из двух рядов шариков, внутреннего кольца с двумя дорожками качения и наружного с одной сферической дорожкой качения, что позволяет внутреннему кольцу с комплектом шариков поворачиваться вокруг центра подшипника, т.е. самоустанавливаться. Предназначены для восприятия радиальных и небольших осевых нагрузок, т.е. фиксируют вал в обоих направлениях. При качательных движениях работают лучше, чем радиальные однорядные шариковые. Их применяют в случаях, когда соосность посадоч-

ных мест труднодостижима или когда имеется прогиб валов под нагрузкой при значительном расстоянии между опорами. Возможный допустимый перекося осей находится в пределах  $2,5...3^\circ$ . Подшипники могут иметь цилиндрическое или коническое отверстие внутреннего кольца с конусностью 1:12. Сепараторы изготавливают стальными штампованными, но могут быть выполнены и из стеклонаполненного полиамида. В высокоточных подшипниках применяют массивные латунные сепараторы.

*Радиальный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами* (см. рис. 11.3, а) предназначен для восприятия только радиальных сил, имеет более высокую грузоподъемность, чем шариковый радиальный. Требуют точной соосности посадочных мест, перекося не должен превышать  $4'$ . Цилиндрические тела качения ведутся беговыми дорожками колец, борта которых предотвращают перекося роликов, как и сепаратор, удерживающий ролики с данным кольцом, даже если съемное кольцо вынуть из подшипника. Поэтому кольца подшипников могут в определенных пределах по отношению друг к другу перемещаться в обе стороны в осевом направлении, что происходит, например, при температурных изменениях валов. Однорядные роликоподшипники имеют несколько конструктивных разновидностей.

Специальную группу представляют двухрядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами. Особенностью этих подшипников является расположение роликов, оси которых в одном ряду имеют смещение относительно роликов в другом ряду. Это способствует созданию повышенной жесткости в радиальном направлении и плавности вращения. Сепараторы исполняют как штампованными из низкоуглеродистой стали, так и массивными из латуни, бронзы, графитизированной стали или полиамида, которые центрируют по двухбортовому кольцу.

*Радиальный роликовый сферический подшипник* (см. рис. 11.3, в) предназначен для тяжелых нагрузок, главным образом радиальных, но могут воспринимать и осевую нагрузку определенной величины. Сферический роликоподшипник имеет два ряда тел качения и благодаря сферической поверхности беговой дорожки наружного кольца обладает способностью самоустановки и может работать при угле перекося оси внутреннего кольца  $\leq 2,5^\circ$  относительно оси наружного, образующегося или в результате прогиба вала под действием нагрузки, или вследствие технологических неточностей обработки и сборки узла. Подшипники устанавливают на тяжело нагруженных многоопорных валах, которые подвержены значительным прогибам, обусловленным внешними нагрузками, на валах с нагрузкой на консоли. Сферические подшипники применяют также в опорах насосов, мощных вентиляторов, редукторов и других машин, где действуют большие радиальные нагрузки и неизбежна несоосность посадочных мест. Их изготавливают как с цилиндрическим, так и с коническим отверстием. Массивные сепараторы изготавливают из латуни и полиамида, штампованные – из низкоуглеродистой стали.

*Радиальный роликовый подшипник с длинными цилиндрическими роликами (игольчатый)* (см. рис. 11.3, д) применяют при ограниченных радиальных размерах для восприятия радиальных нагрузок. Отношение длины игольчатого ролика к его диаметру лимитируется значением 8:1, с ростом скорости оно снижается и принимается, как правило, 4:1. При необходимости сохранения большой грузоподъемности и скоростных качеств в игольчатых подшипниках с сепаратором игольчатый ролик разделяют по длине на два ряда.

Модификации конструкций многообразны. Подшипники с полным заполнением игольчатыми роликами, т.е. без сепаратора с массивными кольцами, обычно применяют при очень высоких радиальных нагрузках. Благодаря большой статической грузоподъемности они могут воспринимать перегрузки, удары, вибрации. Подшипники без

внутреннего кольца, наружные кольца которых изготовлены из закаленной листовой стали, позволяют при необходимости предельно уменьшить радиальные габариты узла. В данном случае поверхности роликовых дорожек сопрягаемого изделия должны быть выполнены с учетом требований по точности формы, твердости и шероховатости поверхности на уровне требований колец подшипников. Применяются и комбинированные игольчатые подшипники, представляющие собой комбинацию однорядного игольчатого роликоподшипника и упорного шарикоподшипника.

*Радиальный роликовый подшипник с витыми роликами* (рис. 11.6) предназначен для восприятия радиальных нагрузок, в том числе и ударного характера, при небольших частотах вращения.

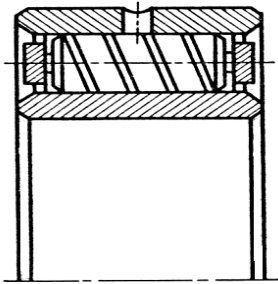


Рис. 11.6. Радиальный роликовый подшипник с витыми роликами

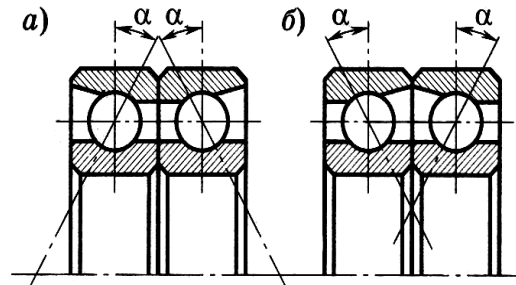


Рис. 11.7. Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники по схеме: *a* – *O*; *б* – *X*

**Радиально-упорные подшипники.** *Радиально-упорный шариковый подшипник* (см. рис. 11.2, *б*) предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузок. Беговые дорожки в обоих кольцах выполнены так, что линия, соединяющая точки контакта шарика с кольцами, образует с плоскостью, перпендикулярной оси подшипника, определенный угол. С ростом данного угла контакта возрастает осевая грузоподъемность подшипника. У обычных конструкций однорядных подшипников угол контакта составляет  $12 \dots 36^\circ$ . По скоростным возможностям радиально-упорные подшипники с углом контакта  $12^\circ$  не уступают радиальным однорядным шарикоподшипникам. Увеличение угла контакта снижает их быстроходность. Подшипники способны воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, поэтому для фиксации вала в обе стороны их устанавливают по два на вал по различным схемам (*O* и *X*) (рис. 11.7). При комплектовании подшипников по схеме *O* (рис. 11.7, *a*, наружные кольца обращены друг к другу широкими торцами, т.е. линии углов контакта пересекают осевую линию подшипника в точках, расстояние между которыми больше, чем по схеме *X* (рис. 11.7, *б*). Поэтому опора, выполненная по схеме *O*, имеет повышенную жесткость и может быть нагружена большим моментом силы в осевой плоскости. При комплектовании подшипников по схеме *X* наружные кольца обращены друг к другу узкими торцами. Допускаемая радиальная нагрузка для спаренного подшипника больше, чем для соответствующего однорядного, в 1,8 раза, осевая нагрузка в обе стороны такая же, что и у однорядного подшипника.

Подшипник с разъемным внутренним кольцом (см. рис. 11.2, *з*) в зависимости от формы дорожек качения имеет трехточечный или четырехточечный контакт шарика с кольцами и воспринимает радиальную и двухстороннюю осевую нагрузку.

*Радиально-упорный подшипник с коническими роликами* (см. рис. 11.3, *з*). Тела качения представляют собой конические ролики, большой торец которых прижимается к борту внутреннего кольца. Конические роликовые дорожки и ролики имеют общую вершину конуса на оси подшипника. Если указанное условие нарушено, подшипник

будет работать кинематически неправильно с большим внутренним проскальзыванием, что приведет к его нагреву. Упорную поверхность направляющего борта внутреннего кольца выполняют сферической, как и контактирующий большой торец ролика. Ролики прижимаются к упорному борту вследствие возникающей осевой составляющей силы и направляются им даже при действии чисто радиальной нагрузки. Функции направления роликов способствует также сепаратор, который препятствует перекосу роликов. Конический роликоподшипник воспринимает осевую нагрузку только в одном направлении. Поэтому подшипники чаще монтируют попарно и соответственно регулируют.

Конические подшипники выполняют разъемными, что позволяет проводить раздельный монтаж и демонтаж наружных и внутренних колец. Данные роликоподшипники обладают значительной грузоподъемностью в радиальном и осевом направлениях. Осевая грузоподъемность зависит от угла контакта. При его увеличении растет осевая и уменьшается радиальная грузоподъемность подшипника. Для большинства типов конических роликоподшипников угол контакта равен  $10...17^\circ$ , но для нагрузок, которые действуют преимущественно в осевом направлении, имеются конические роликоподшипники с углом контакта  $25...30^\circ$ .

**Упорно-радиальные подшипники.** Шариковый (см. рис. 11.2, д) и роликовый упорно-радиальные подшипники предназначены для восприятия значительно осевой и небольшой радиальной нагрузки. Этот тип подшипников постепенно приходит на смену упорным подшипникам, прежде всего, в быстроходных машинах.

**Упорные подшипники.** Упорный шариковый одинарный подшипник (см. рис. 11.2, е) воспринимает осевые силы только в одном направлении. Подшипники одностороннего действия имеют один ряд шариков, которые находятся между двумя кольцами, так называемым, тугим кольцом, монтируемым на валу, и свободным кольцом, устанавливаемым в корпусе. Подшипники двухстороннего действия состоят из трех колец, среднее из которых является тугим. Предельные частоты вращения упорных подшипников ограничены и не допускают перекоса колец. Их применяют в тихоходных редукторах, поворотных устройствах и др.

Для передачи больших осевых усилий существуют конструкции упорно-радиальных многорядных подшипников с числом рядов до  $15...20$  (рис. 11.8). Наружные и внутренние кольца подшипников имеют беговые дорожки в форме конических скосов. Каждый ряд разделен дистанционными кольцами. Они используются в оборудовании для бурения нефтяных и других скважин.

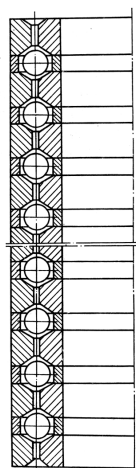


Рис. 11.8. Многорядный радиально-упорный подшипник

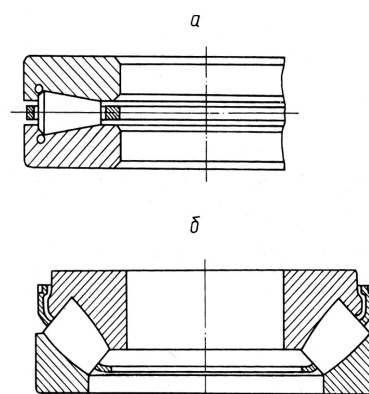


Рис. 11.9. Упорные роликоподшипники:  
 а – с коническими роликами;  
 б – со сферическими роликами

Имеются конструкции упорных роликоподшипников с цилиндрическими, коническими и сферическими роликами (рис. 11.9). Упорные роликоподшипники с цилиндрическими роликами пригодны для очень низкой частоты вращения, но они воспринимают значительные осевые и ударные нагрузки в жестких опорах с небольшими габаритными размерами. В упорных роликоподшипниках с коническими роликами вершины конусов обычно пересекаются в одной точке на оси подшипника (см. рис. 11.9, а). Для низкой частоты вращения или колебательных движений подшипник можно использовать без сепаратора, для средней частоты вращения применяют сепараторы. Имеют большую грузоподъемность. В упорно-радиальных сферических роликоподшипниках (см. рис. 11.9, б) нагрузка передается под углом относительно оси подшипника, поэтому они воспринимают и значительную радиальную нагрузку. Имеют сравнительно высокую частоту вращения. Применяют в компрессорах, масляных насосах, нефтяном оборудовании.

### 11.3. Специфика рабочего процесса подшипников качения

Радиальная нагрузка  $F_r$ , действующая на подшипники, нагружает тела качения неравномерно (рис. 11.10). Одна половина подшипника вообще ненагружена, а в другой нагрузка  $F_r$  распределяется между телами качения в зависимости от угла  $\gamma$ , радиального зазора в подшипнике и точности геометрической формы его деталей [6, 10].

При работе подшипника в каждой точке контакта тел качения с внутренним и наружным кольцами возникают контактные напряжения, изменяющиеся по отнулевому циклу, что вызывает усталостное разрушение рабочих поверхностей подшипника. Для повышения долговечности подшипников целесообразно иметь вращающееся внутреннее кольцо и неподвижное наружное кольцо.

Из схемы на рис. 11.10 видно, что нагрузка на тела качения распределяется неравномерно. Наиболее нагружено тело качения, расположенное на линии действия внешней силы  $F_r$ . Для шарикоподшипников с  $z = 10...20$  нагрузка на наиболее нагруженный шарик равна  $F_0 = 5F_r/z$ , для роликоподшипников  $F_0 = 4,6F_r/z$  [10]. Осевая нагрузка при точном изготовлении и отсутствии перекоса колец распределяется между телами качения равномерно.

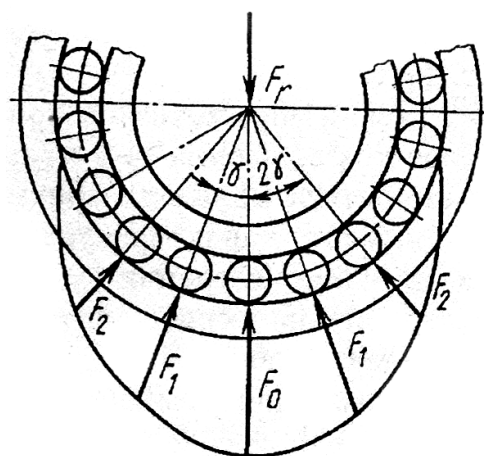


Рис. 11.10. Распределение нагрузки по телам качения

#### 11.4. Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников качения

Характерными видами разрушения подшипников качения являются: износ, усталостное выкрашивание, пластические деформации, разрушение сепараторов, колец и тел качения.

*Износ* является причиной отказа подшипников, работающих в абразивной среде.

*Усталостное выкрашивание* рабочих поверхностей колец и тел качения связано с циклическим изменением контактных напряжений при вращении колец и тел качения подшипника, работающего в условиях хорошего смазывания. Проявляется в виде раковин или отслаивания и сопровождается повышенным стуком и вибрациями (рис. 11.11 – 11.13).



Рис. 11.11. Усталостное контактное выкрашивание беговой дорожки внутреннего кольца подшипника

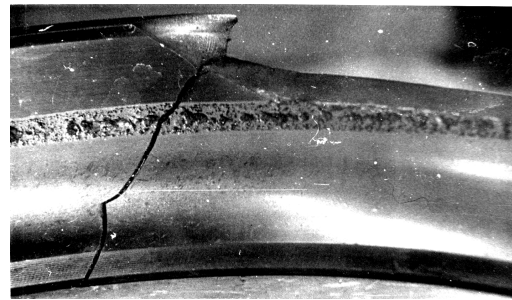


Рис. 11.12. Усталостное контактное выкрашивание и сквозная поперечная трещина наружного кольца подшипника

*Пластические деформации* в виде вмятин на дорожках качения колец и тел качения (рис. 11.15) наблюдается в невращающихся и тихоходных подшипниках при действии на них больших статических или ударных нагрузок.

*Разрушение колец и тел качения* (рис. 11.14 – 11.15) возникают при недопустимых ударных нагрузках и перекосах колец.



Рис. 11.13. Усталостное контактное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения подшипника



Рис. 11.14. Разрушение наружного кольца подшипника

*Разрушение сепараторов* характерно для быстроходных подшипников и происходит от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор тел качения.

Разрушение подшипников качения могут привести к *вторичным поломкам* деталей узлов, в которых они установлены (рис. 11.16).



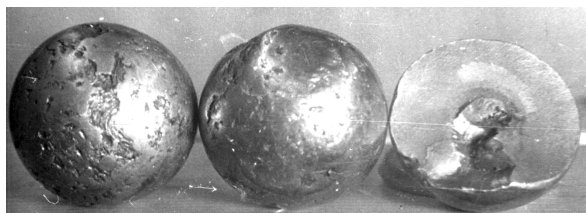


Рис. 11.15. Вмятины и разрушение тел качения подшипника

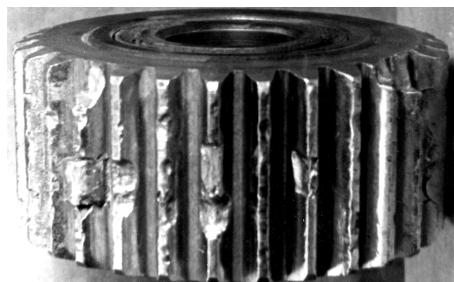


Рис. 11.16. Вторичная поломка зубьев зубчатого колеса из-за попадания в зацепление разрушенного элемента (ролика) качения подшипника

*Основным критерием работоспособности для тихоходных и невращающихся подшипников является расчет на базовую статическую грузоподъемность, а основным критерием работоспособности подшипников, работающих в нормальных условиях при частоте вращения более  $1 \text{ мин}^{-1}$  является расчет на базовую долговечность по усталостному выкрашиванию.*

### 11.5. Расчет подшипников по статической грузоподъемности

*Базовая статическая грузоподъемность* подшипников – это такая статическая сила, превышение которой вызывает недопустимые остаточные деформации в деталях подшипника, равные 0,0001 диаметра тела качения [5]. Статическую грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных подшипников обозначают  $C_{or}$ , для упорных и упорно-радиальных подшипников –  $C_{oa}$  и указывают в каталогах [5, 10].

При действии на радиальные и радиально-упорные подшипники одновременно радиальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  сил расчет ведут по *эквивалентной радиальной статической нагрузке*  $P_{or}$ , которая вызывает такую же остаточную деформацию, как и действующая нагрузка

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a, \quad (11.1)$$

где  $X_o, Y_o$  – коэффициенты статической радиальной и осевой нагрузки.

Если  $P_{or} < F_r$ , то принимают  $P_{or} = F_r$ .

Для упорных и упорно-радиальных подшипников *эквивалентная осевая статическая нагрузка*

$$P_{oa} = X_o F_r + Y_o F_a. \quad (11.2)$$

Значения коэффициентов  $X_o$  и  $Y_o$  приведены в табл. 11.1.

Значения коэффициентов  $X_o$  и  $Y_o$ 

Подшипники	Однорядные		Двухрядные	
	$X_o$	$Y_o$	$X_o$	$Y_o$
Шариковые радиальные	0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные	0,5	$0,55 - 0,35 \operatorname{tg} \alpha$	1,0	$1,1 - 0,7 \operatorname{tg} \alpha$
Конические радиально-упорные; Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся	0,5	$\frac{0,33}{e}$	1,0	$\frac{0,66}{e}$
Упорно-радиальные	$2,3 \operatorname{tg} \alpha$	1	–	–
Упорные	0	1	–	–

При действии статической нагрузки должны выполняться условия:

$$\begin{aligned} P_{or} &\leq C_{or}; \\ P_{oa} &\leq C_{oa}. \end{aligned} \quad (11.3)$$

### 11.6. Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности

Подшипники качения имеют конечный ресурс, даже если они хорошо предохранены от коррозии и изнашивания. Ресурс подшипника качения – число оборотов одного из колец относительно другого до появления признаков усталости материала колец или тел качения.

Расчетный ресурс в миллионах оборотов, соответствующий 90 %-й надежности  $L_n$ , определяется по кривой усталости следующим образом:

$$L_n = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (11.4)$$

где  $a_1$  – коэффициент, учитывающий надежность подшипника (при 90 % надежности  $a_1 = 1$ ; при 99 % надежности  $a_1 = 0,21$ );  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации и смазывания подшипника, качество материала деталей подшипника (назначается из табл. 11.2);  $C$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника – постоянная нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение одного миллиона оборотов при  $a_1 = a_{23} = 1$ ;  $P$  – эквивалентная динамическая нагрузка, которая учитывает условия нагружения и конструкцию подшипника;  $p$  – показатель степени, равный  $p = 3$  – для шарикоподшипников и  $p = 10/3$  – для роликоподшипников; индекс  $n$  означает вероятность отказа подшипника  $n\%$ .

Значение коэффициента  $a_{23}$ 

Тип подшипника	Условия эксплуатации		
	обычные, нормальные	хорошее смазывание, отсутствие повышенных перекосов	то же, но при высококачественных материалах деталей подшипников
Шарикоподшипники	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликоподшипники цилиндрические и шарикоподшипники сферические	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликоподшипники конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликоподшипники сферические	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

Значения динамической грузоподъемности для всех типов стандартных подшипников приведены в каталогах. Для радиальных и радиально-упорных подшипников под  $C$  понимают базовую динамическую радиальную грузоподъемность  $C_r$ . Для упорных и упорно-радиальных подшипников расчет ведут по базовой динамической осевой грузоподъемности  $C_a$  [5, 10, 25].

Эквивалентная динамическая нагрузка  $P$  – это такая постоянная радиальная или осевая сила, при которой обеспечиваются такой же ресурс и надежность, как и при действительных условиях нагружения. Для учета заданных условий эксплуатации вводятся поправочные коэффициенты.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентную динамическую нагрузку обозначают  $P_r$  и определяют по формуле

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T, \quad (11.5)$$

где  $X, Y$  – соответственно коэффициенты радиальной и осевой динамической нагрузки;  $V$  – коэффициент вращения:  $V = 1$  – если вращается внутреннее кольцо;  $V = 1,2$  – если вращается наружное кольцо; для сферических подшипников в любом случае  $V = 1$ ;  $K_\sigma$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки и зависящий от величины кратковременной перегрузки,  $K_\sigma = 1...3$  (для кинематических приводов  $K_\sigma = 1,0$ ; для редукторов  $K_\sigma = 1,3...1,5$ );  $K_T$  – температурный коэффициент, вводится только при повышенной рабочей температуре  $T > 100$  °С (при 100 °С –  $K_T = 1,0$ ; при 125 °С –  $K_T = 1,05$ ; при 150 °С –  $K_T = 1,1$ ; при 200 °С –  $K_T = 1,25$ ).

Эквивалентная динамическая нагрузка для подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$P_r = VF_r K_\sigma K_T. \quad (11.6)$$

Эквивалентная динамическая нагрузка для упорных подшипников:

$$P_a = F_a K_\sigma K_T; \quad (11.7)$$

для упорно-радиальных подшипников:

$$P_a = (XF_r + YF_a) K_\sigma K_T. \quad (11.8)$$

Коэффициенты  $X$  и  $Y$  зависят от типа подшипника и параметра осевого нагружения  $e$ , их значения приведены в табл. 11.3 – 11.5. При  $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$  принимают  $X = 1$ ,  $Y = 0$ . Осевая сила не уменьшает ресурс подшипника, так как с ее ростом увеличивается дуга контакта тел качения с кольцами и более равномерно распределяются силы между телами качения [5].

Таблица 11.3

Значения  $e$ ,  $X$ ,  $Y$  для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

$\alpha$	$e$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные			
		$\frac{F_a}{(VF_r)} > e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$		$\frac{F_a}{(VF_r)} > e$	
		$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$
$0^\circ$	$0,28 \left( \frac{F_a}{z d_{ш} \cos \alpha} \right)^{0,23}$	0,56	$\frac{0,44}{e}$	1,0	0	0,56	$\frac{0,44}{e}$
$12^\circ$	$0,41 \left( \frac{F_a}{z d_{ш} \cos \alpha} \right)^{0,17}$	0,45	$\frac{0,55}{e}$	1,0	$\frac{0,62}{e}$	0,74	$\frac{0,88}{e}$
$15^\circ$	$0,46 \left( \frac{F_a}{z d_{ш} \cos \alpha} \right)^{0,11}$	0,44	$\frac{0,56}{e}$	1,0	$\frac{0,63}{e}$	0,72	$\frac{0,91}{e}$
$18^\circ$	0,57	0,43	1,0	1,0	1,09	0,70	1,63
$25^\circ$	0,68	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
$26^\circ$	0,68	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
$36^\circ$	0,95	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07
$40^\circ$	1,14	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93
Примечания:							
1. Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{(VF_r)} \leq e$ $X = 1$ , $Y = 0$ .							
2. $z$ – число шариков в одном ряду; $d_{ш}$ – диаметр шариков.							

Таблица 11.4

**Значения X, Y для радиально-упорных конических  
и радиальных сферических подшипников**

Подшипники однорядные				Подшипники двухрядные			
$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	0	0,4	$\frac{0,60}{e}$	1	$\frac{0,68}{e}$	0,67	$\frac{1,0}{e}$

Таблица 11.5

**Значения X, Y для шариковых радиальных сферических подшипников**

Подшипники однорядные				Подшипники двухрядные			
$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	0	0,4	$\frac{0,60}{e}$	1	$\frac{0,63}{e}$	0,65	$\frac{0,98}{e}$

При переменных режимах нагружения под эквивалентной нагрузкой  $P_E$  понимают постоянную радиальную или осевую нагрузку, которая вызывает такие же повреждения подшипника, как и реально действующие силы. При ступенчатом графике изменения нагрузки

$$P_E = \sqrt[p]{\frac{\sum_{i=1}^k P_i^p L_i}{L}}, \quad (11.9)$$

где  $P_i, L_i$  – эквивалентная нагрузка и наработка подшипника на  $i$ -том уровне нагрузки;  $k$  – число уровней нагрузки;  $L = \sum_{i=1}^k l_i$  – требуемый ресурс подшипника [5, 25, 46].

Зависимость для определения ресурса подшипника при переменных режимах нагружения принимает вид

$$L_n = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P_E} \right)^p. \quad (11.10)$$

## 11.7. Выбор типа подшипника для валов передач

Выбирая необходимый тип подшипника, как правило, выполняют расчеты для нескольких типоразмеров подшипников и только после этого, учитывая габариты подшипникового узла, долговечность и стоимость подшипника, окончательно выбирают тип подшипника.

Для опор валов цилиндрических колес редукторов предпочтение следует отдавать радиальным однорядным шарикоподшипникам, как наиболее дешевым и простым в эксплуатации (рис. 11.17). Их применяют в качестве опор валов в механизмах, где осевая нагрузка составляет менее 35 % от суммарной радиальной  $F_a / (VF_r) \leq 0,35$ .

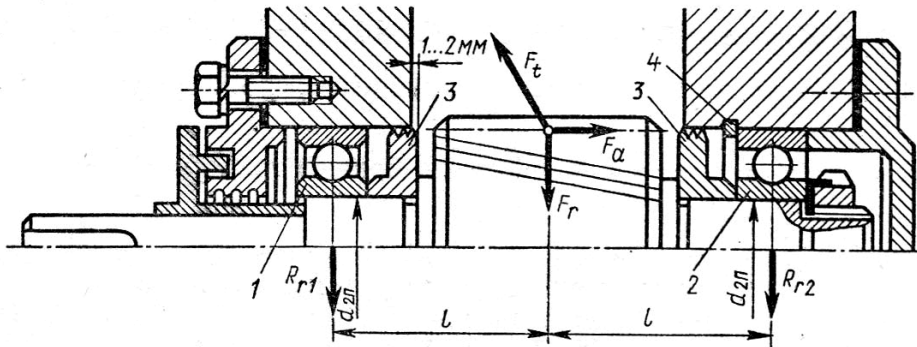


Рис. 11.17. Опоры вала цилиндрического косозубого колеса при  $e \leq 0,35$

Если отношение  $F_a / (VF_r) > 0,35$ , то рекомендуется применять другие типы подшипников, но выбор их должен быть обоснован. Первоначально принимают подшипники легкой серии. Если же базовая долговечность окажется недостаточной, то принимают подшипники средней серии.

Для опор валов силовых конических и червячных передач применяют роликовые конические подшипники, выбор которых начинается с легкой серии. Для вала конической шестерни (рис. 11.18) конические роликоподшипники устанавливают по схеме «врастяжку», при которой упругие деформации вала и радиальные нагрузки на подшипники наименьшие.

В качестве опор вала червяка в основном применяют конические роликоподшипники, установленные по схеме «враспор» (рис. 11.19).

В передачах с шевронными зубчатыми колесами обе опоры одного из валов выполняют «плавающими», применяя радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце (рис. 11.20).

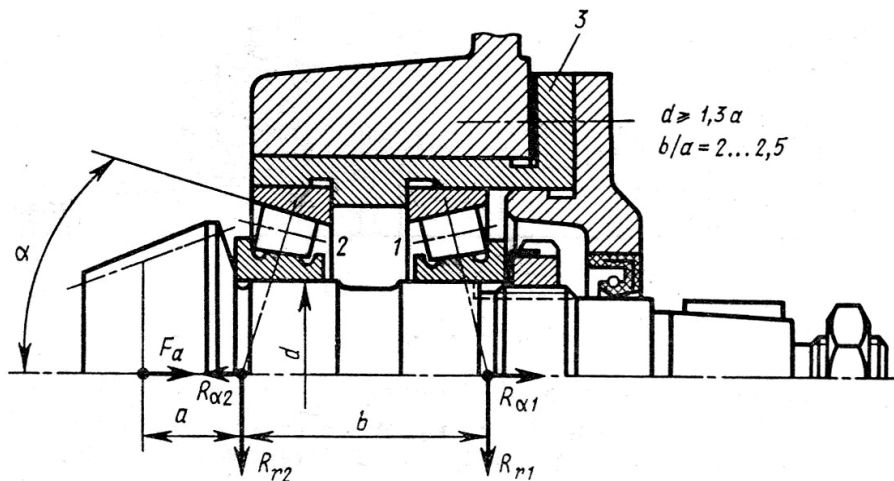


Рис. 11.18. Опоры вала конической шестерни, установленные врасяжку

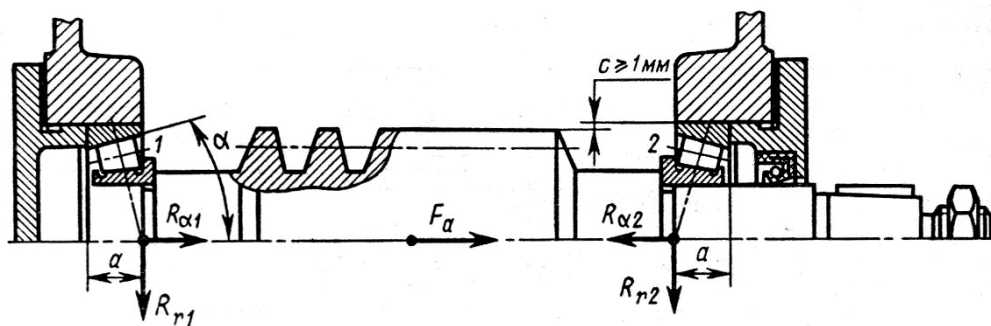


Рис. 11.19. Опоры вала червяка, установленные враспор

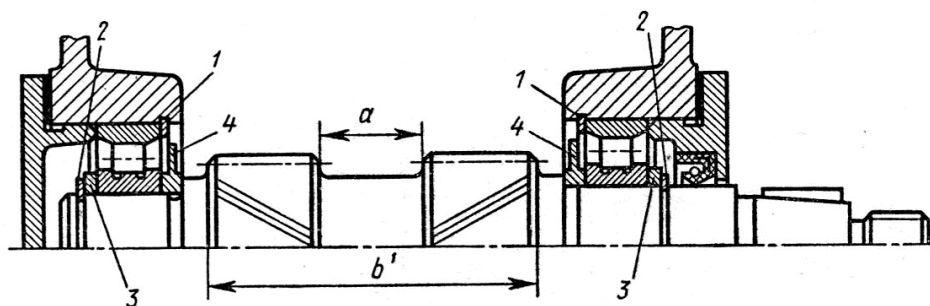


Рис. 11.20. Опоры вала шевронного зубчатого колеса

Желательно, чтобы долговечность подшипников была равна стандартному сроку службы редукторов: зубчатых – 40 000 ч, червячных – 20 000 ч [6, 46]. Базовую долговечность подшипников в часах при 90 % уровне надежности  $L_{10h}$  устанавливают следующей: для зубчатых редукторов (цилиндрических, конических и др.)  $L_{10h} = 10000$  ч; для червячных –  $L_{10h} = 5000$  ч.

Ресурс подшипников в часах

$$L_h = \frac{10^6 L_n}{60n}. \quad (11.11)$$

Если по расчету долговечность подшипника получилась меньше базовой долговечности, то принимают другой типоразмер подшипника и повторяют расчет.

При выборе типа подшипника следует придерживаться определенных рекомендаций:

- выбирать наиболее дешевый тип подшипников из всех, которые удовлетворяют требованиям эксплуатации;
- при действии на подшипник только радиальных нагрузок выбирать любой тип радиальных подшипников, удовлетворяющий условиям эксплуатации и монтажа; с точки зрения стоимости отдавать предпочтение шариковым однорядным подшипникам;
- принимать класс точности подшипника 0, если нет особых требований к точности вращения подшипникового узла;
- для цилиндрических редукторов с косозубыми колесами рекомендуется применять однорядные шарикоподшипники, если угол наклона линии зуба  $\beta \leq 9^\circ$ , и радиально-упорные (шариковые или роликовые), если  $\beta > 9^\circ$ ;
- для прямозубых конических редукторов малой мощности (до 5 кВт) рекомендуется применять для быстроходных валов радиально-упорные подшипники, для тихоходных валов – конические роликоподшипники или шариковые радиально-упорные подшипники; для прямозубых конических редукторов средней мощности (5...15 кВт) целесообразно применять конические роликоподшипники как для тихоходных, так и для быстроходных валов.

### 11.8. Конструкции подшипниковых узлов

Подшипниковые узлы кроме собственно подшипников включают в себя корпус с крышками, устройства для крепления колец, защитные, уплотнительные устройства и др. Они фиксируют вал в радиальном и осевом направлениях, предохраняют тела качения от защемления, обеспечивают возможность регулировки зубчатых зацеплений и зазоров в самих подшипниках как при монтаже, так и в процессе эксплуатации, обеспечивают удержание смазочного материала, предохраняют подшипник от пыли и влаги [6, 25, 28, 49].



**Крепление подшипников на валах.** На рисунке 11.21 приведены способы крепления подшипников на валу, которые применяют при нагружении вала значительной осевой силой в обоих направлениях. Надежное крепление подшипника осуществляют *круглой шлицевой гайкой* (рис. 11.21, *а*), которую от самопроизвольного отвинчивания стопорят многолапчатой шайбой. Стопорная шайба имеет один внутренний выступ и шесть наружных выступов-лапок. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а один из ее наружных выступов отгибают в шлиц гайки.

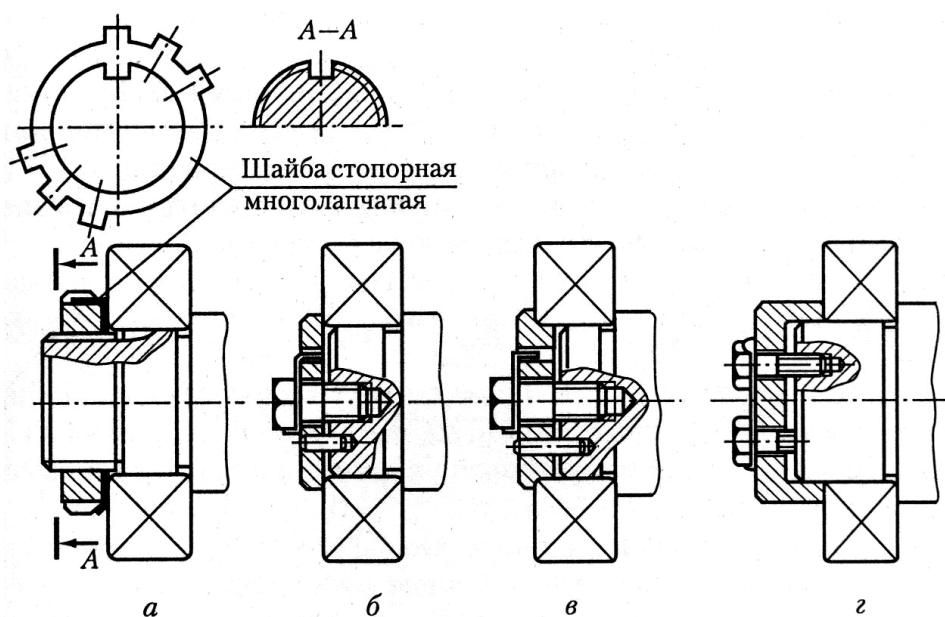


Рис. 11.21. Крепление подшипников на валах:  
*а* – круговой шлицевой гайкой; *б, в, г* – концевой шайбой

Надежно и достаточно просто крепление *концевой шайбой* (рис. 11.21, *б*). При этом штифт фиксирует шайбу от поворота относительно вала. Концевые шайбы центрируют либо по отверстию подшипника (рис. 11.21, *в*), либо по валу (рис. 11.21, *г*).

Достаточно часто встречается способ крепления подшипников с помощью *пружинных упорных плоских колец* (рис. 11.22, *в, г, д*). Так как при установке упорного кольца возможно возникновение зазора, то его устраняют компенсаторным кольцом, установленным между упорным кольцом и подшипником (рис. 11.22, *б*). Пружинное упорное плоское кольцо может воспринимать значительную осевую нагрузку.

**Создание упорных заплечиков на валу.** Чтобы внутреннее кольцо подшипника было установлено на валу точно, без перекоса, его необходи-

мо поджимать при сборке к заплечику вала или к торцу детали, установленной на валу. Если по каким-либо причинам не удастся создать заплечик вала требуемой высоты, то используют следующие варианты:

- между заплечиком вала и кольцом подшипника ставят промежуточное кольцо необходимой высоты (рис. 11.23, *а*);
- создают заплечик установкой пружинного упорного плоского кольца в канавку вала (рис. 11.23, *б*);
- устанавливают дополнительное кольцо 1, улучшающее контакт подшипника с пружинным кольцом (рис. 11.23, *в*);
- на канавку на валу устанавливают два полукольца Г-образного или прямоугольного сечения, которые от выпадания удерживают внутреннее кольцо подшипника (рис. 11.23, *з*), пружинное кольцо (рис. 11.23, *д*), неразъемное кольцо (рис. 11.23, *е, ж*).

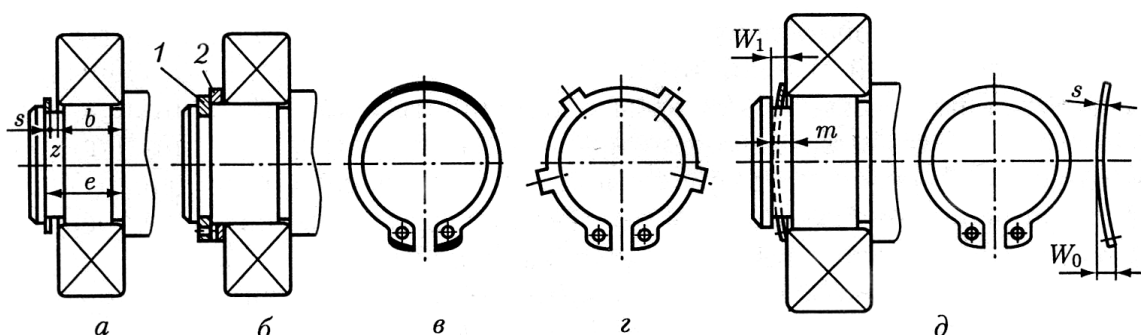


Рис. 11.22. Крепление подшипников на валах пружинным упорным плоским кольцом:

*а* – установочные размеры кольца 1; *б* – постановка дополнительного компенсаторного кольца 2; *в, г, д* – форма колец

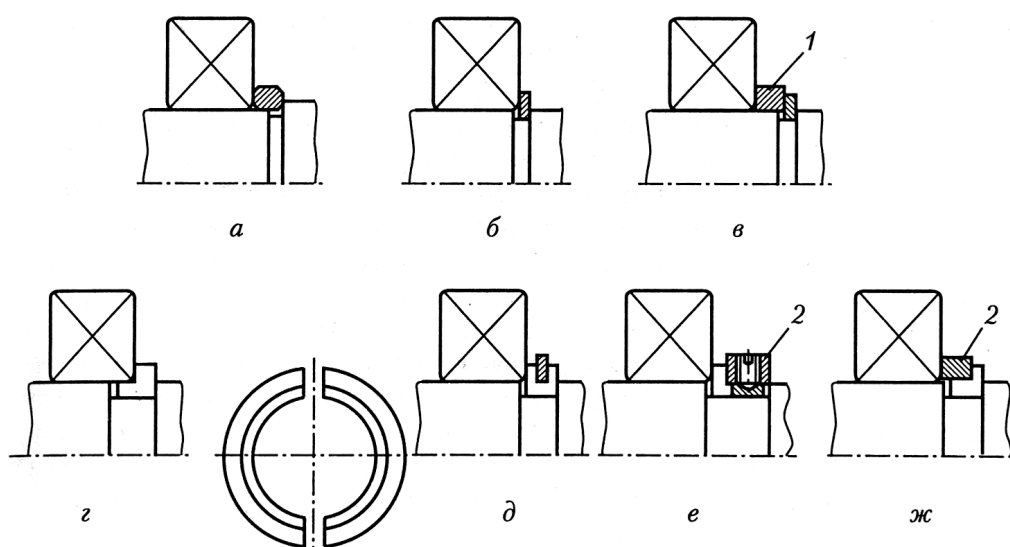


Рис. 11.23. Создание упорных заплечиков на валу

**Крепление подшипников в корпусе.** Наиболее распространенные способы крепления подшипников в корпусе показаны на рис. 11.24.

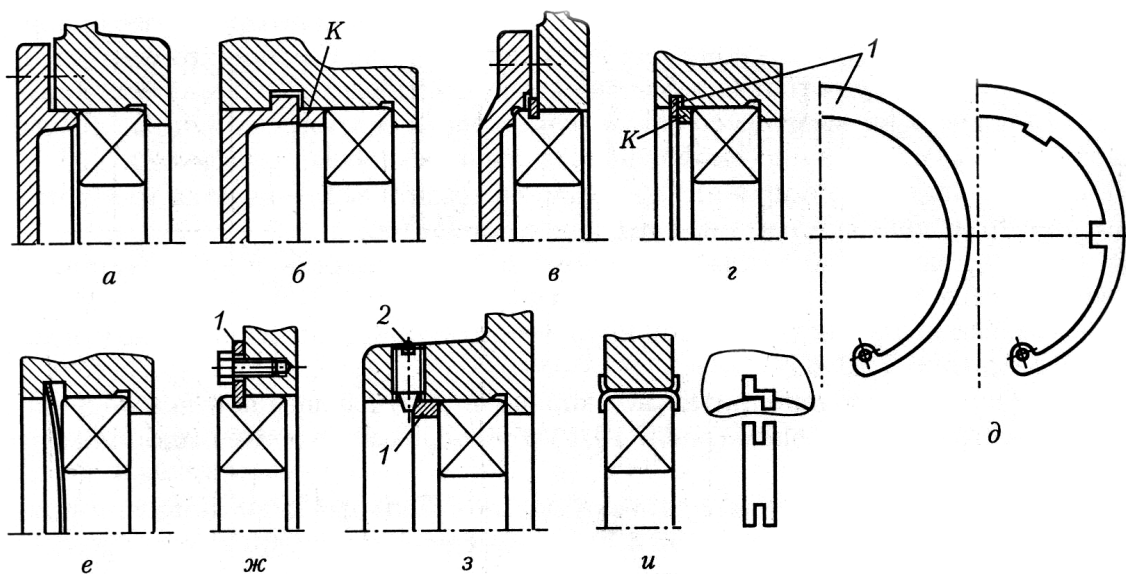


Рис. 11.24. Способы крепления подшипников качения в корпусе:  
*а* – привертной крышкой; *б* – закладной крышкой; *в, г, д* – пружинным упорным плоским кольцом; *е* – пружинным изогнутым стопорным кольцом;  
*ж, з* – установочными винтами; *и* – пластиной с разводящими концами

Достаточно простой и надежный способ закрепления подшипника в корпусе *привертной* или *закладной крышкой* (рис. 11.24, *а, б*). Для закрепления подшипника в корпусе используются: *пружинное упорное плоское кольцо* (рис. 11.24, *в, г*); *установочные винты* (рис. 11.24, *ж, з*); *пластины с разводящими концами* (рис. 11.24, *и*).

Все приведенные способы крепления подшипника в корпусе более или менее равноценны [49].

### 11.9. Монтаж и демонтаж подшипников

При установке или демонтаже подшипников на вал и в корпус обязательным является выполнение следующего условия: *осевую силу необходимо прикладывать непосредственно к тому кольцу, которое напрессовывают или снимают. Недопустимо силу при монтаже или демонтаже подшипника передавать через тела качения* [49].

На рисунке 11.25 показаны возможные способы установки подшипников на вал, в корпус и одновременно на вал и в корпус.

Для демонтажа подшипников используют винтовые съемники с двумя (рис. 11.26, *а*) или тремя откидными тягами (рис. 11.26, *б*).

При удалении подшипника из корпуса его нужно захватить за наружное кольцо, а при снятии с вала – за внутреннее (рис. 11.27).

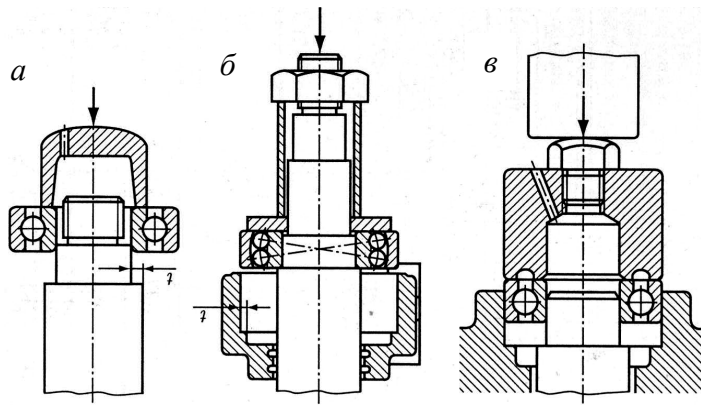


Рис. 11.25. Способы монтажа подшипников:  
*а* – на вал; *б* – в корпус; *в* – на вал и в корпус одновременно

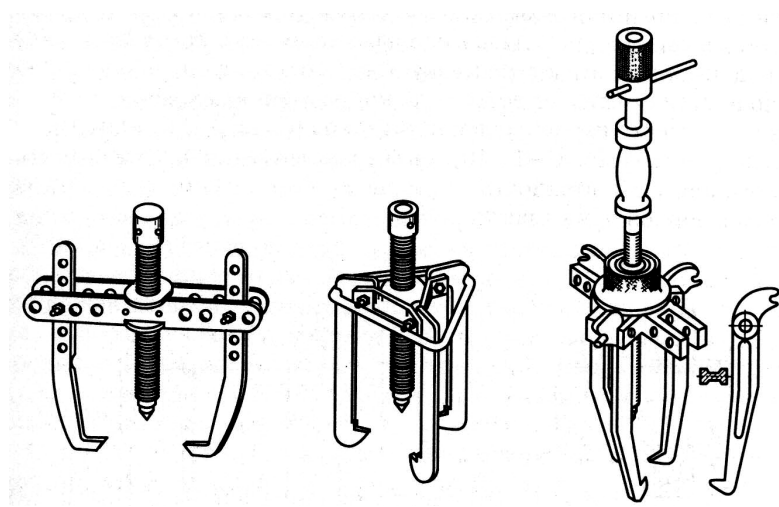


Рис. 11.26. Винтовые съёмники: *а* – с двумя тягами; *б* – с тремя тягами

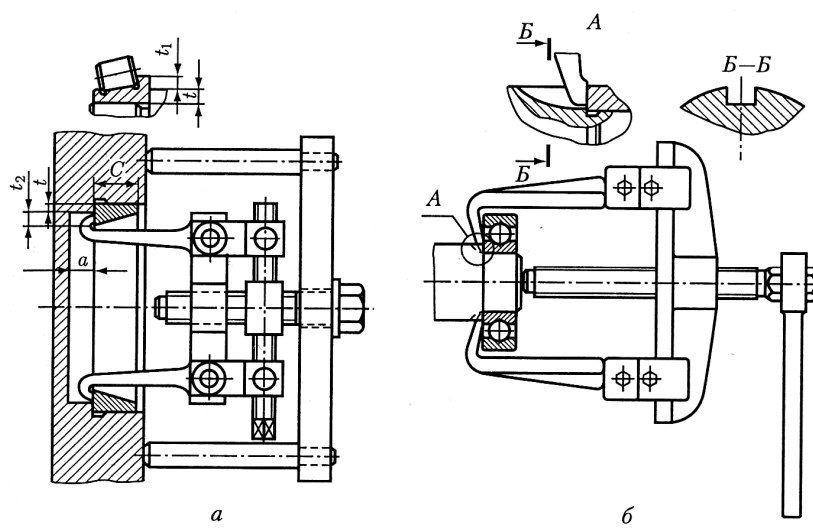


Рис. 11.27. Установка винтового съёмника при:  
*а* – удалении из корпуса; *б* – снятии с вала

## 11.10. Смазывание подшипников

Смазка подшипников качения предназначена для уменьшения потерь мощности на трение, демпфирования колебаний нагрузки, снижения износа и коррозии контактирующих поверхностей, уменьшения шума и обеспечения лучшего теплоотвода, заполнения зазоров в уплотнениях, обеспечивая этим герметичность подшипникового узла. Для смазывания подшипников используют *жидкие, пластичные и твердые* смазочные материалы.

**Жидкие смазочные материалы** (масла) лучше проникают к поверхностям трения и обеспечивают надежное смазывание; они наиболее существенно снижают момент трения и температуру подшипника, обеспечивают наибольшую предельную частоту вращения и наилучшее удаление продуктов износа. Наличие масляной пленки между телами и дорожками качения увеличивает ресурс подшипников.

Применяют следующие способы смазывания жидкими смазочными материалами:

- *окувание в масляную ванну* – при этом уровень масла должен быть не выше центра нижнего тела качения;
- *разбрызгивание подшипникового узла из общей масляной ванны* – при этом масло захватывается и разбрызгивается одним из быстровращающихся зубчатых колес, специальными шестернями или дисками, причем в корпусе создается масляный туман; для устранения излишнего полива подшипникового узла и предотвращения его от попадания продуктов износа устанавливают маслоотражательные кольца;
- *с использованием центробежных сил* – при этом используют конусные насадки и специальные винтовые канавки на вертикально установленном валу;
- *капельное индивидуальными дозирующими аппаратами* – при этом осуществляется индивидуальное регулирование расхода масла для мелких подшипников.

Наибольшее распространение для подшипников качения получили индустриальные масла, а также приборные, моторные, автомобильные и др.

**Пластичные смазочные материалы** более экономичны, хорошо защищают подшипник от коррозии, не требуют сложного обслуживания и могут работать без замены длительное время.

Применение пластичных смазочных материалов ограничивается умеренными температурами и конструкциями, не очень сложными для разборки и промывки. Для пластичного смазочного материала в корпусе подшипника предусматривают некоторое свободное пространство, которое первоначально заполняют на 2/3 свободного объема и периодически добавляют свежий смазочный материал.

Основными пластичными смазочными материалами, рекомендуемыми для подшипников общего назначения являются ЦИАТИМ-201 и литол-24; для тихоходных подшипников без уплотнений применяют солидолы синтетические и жировые.

***Твердые смазочные материалы*** применяют для подшипников, работающих в экстремальных условиях – вакуум, высокие температуры, агрессивные среды. Этим требованиям, в той или иной степени, соответствуют дисульфид молибдена, графин, фторопласт и их композиции.

Для предохранения подшипниковых узлов от вытекания смазочного материала, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги применяют уплотнительные устройства, конструкции которых будут рассмотрены в теме 22.

## Тема 12. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Подшипники скольжения – это опоры валов и осей, работающие в условиях трения скольжения, способные поддерживать на них также вращающиеся детали, такие как муфты, шкивы, шестерни и др. Они применяются в тех случаях, когда невозможно или нецелесообразно использовать подшипники качения.

### 12.1. Общие сведения

Подшипник скольжения – это опора, в которой цапфа вала скользит по поверхности подшипника (рис. 12.1). Форма рабочих поверхностей подшипников скольжения может быть цилиндрической, конической, шаровой и плоской (рис. 12.2). Наиболее распространены *радиальные цилиндрические* подшипники скольжения, служащие для восприятия радиальных нагрузок. *Конические* и *шаровые* подшипники могут служить в качестве *радиально-упорных*. *Плоские* подшипники скольжения, называемые *упорными* или *подпятниками*, воспринимают осевые нагрузки. В комбинации с радиальными они могут быть превращены в радиально-упорные.

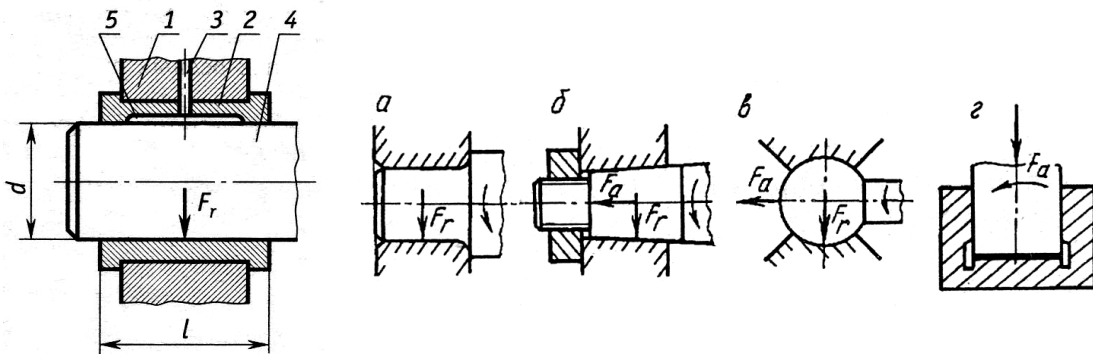


Рис. 12.1. Подшипник скольжения

Рис. 12.2. Формы рабочих поверхностей подшипников скольжения: а – цилиндрическая; б – коническая; в – шаровая; з – плоская

Подшипник скольжения (см. рис. 12.1), состоит из корпуса 1, вкладыша 2, смазывающих устройств и уплотнений. Обычно корпус подшипника является отдельным узлом, на который опирается цапфа вала 4. Вкладыш изготавливают из антифрикционных материалов. Смазочный материал поступает к рабочей поверхности подшипника из канала 3 через смазочные канавки 5.

Подшипники скольжения используют в двигателях внутреннего сгорания, турбинах, насосах, компрессорах, прокатных станах, ткацком оборудовании, центрифугах и других машинах.

*Достоинства* подшипников скольжения:

- высокая точность вращения;
- способность работать при очень высоких частотах вращения;
- способность работать в агрессивных средах;
- хорошее восприятие ударных нагрузок;
- отсутствие износа при работе в условиях жидкостной и газодинамической смазки;
- малые радиальные габариты;
- простота конструкции и низкая стоимость изготовления;
- бесшумность.

*Недостатки* подшипников скольжения:

- большие моменты трения в период пусков и остановов, а также в режимах граничного трения;
- необходимость использования дорогостоящих материалов;
- большие габаритные размеры в осевом направлении;
- сложность системы смазки для обеспечения режима жидкостного трения;
- ограниченный температурный диапазон эксплуатации;
- низкий уровень унификации и стандартизации.

Условия работы подшипников скольжения зависят от характера контакта цапфы с подшипником, определяемого наличием и типом смазочного материала, действующей нагрузкой, физико-механическими характеристиками контактирующих поверхностей и частотой вращения цапфы. Поверхности цапфы вала и подшипника могут взаимодействовать без смазочного материала, через тонкий слой смазочного материала и при обильной смазке. В зависимости от толщины слоя смазочного материала различают жидкостное и полужидкостное трение [10, 11, 26].

При *жидкостном трении* поверхности цапфы вала и подшипника разделены слоем смазочного материала толщиной

$$h > R_{zu} + R_{zn}, \quad (12.1)$$

где  $R_{zu}$  и  $R_{zn}$  – высота микронеровностей поверхностей цапфы вала и подшипника соответственно, мкм.

Так как непосредственного контакта между цапфой вала и подшипником практически нет, то износ отсутствует, и коэффициент жидкостного трения не превышает 0,005.



При *полужидкостном трении* условие (12.1) не выполняется, происходит изнашивание контактирующих поверхностей цапфы вала и подшипника, коэффициент трения достигает 0,1.

На рисунке 12.3 показана диаграмма изменения коэффициента трения  $f$  в зависимости от характеристики режима работы подшипника  $\lambda$  (диаграмма Герси – Штрибека). Диаграмма имеет три характерных участка. Участок  $f_0 - 1$  характеризуется примерно постоянным коэффициентом трения, определяемым законом Амонтона – Кулона:

$$f = \frac{F_{Tp}}{F_r}, \quad (12.2)$$

где  $F_{Tp}$  – сила трения;  $F_r$  – нормальная (радиальная) сила.

Поверхности трения касаются одна другой, угловая скорость  $\omega$  очень мала, и смазка отсутствует. В таких условиях работы подшипника трение называют *сухим*, а при очень тонком масляном слое (до 0,1 мкм) возникает *границная смазка*.

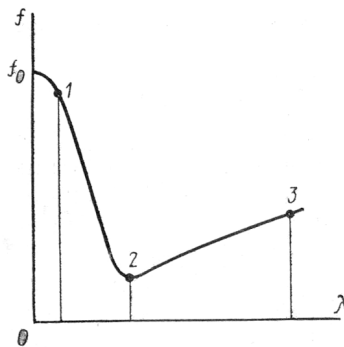


Рис. 12.3. Диаграмма Герси – Штрибека

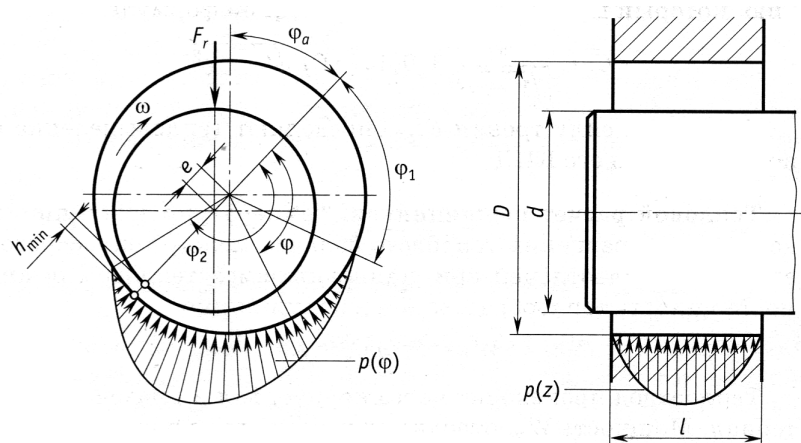


Рис. 12.4. Эпюры давления в условиях гидродинамической смазки

Участок 1 – 2 характеризуется быстрым уменьшением коэффициента трения вследствие увеличения угловой скорости вращения; граничная смазка переходит в полужидкостную; несмотря на увеличивающуюся толщину масляного слоя, имеет место соприкосновение отдельных неровностей трущихся поверхностей. Участок 2 – 3 – это участок жидкостной смазки, при которой поверхности цапфы вала и подшипника полностью отделены друг от друга устойчивым масляным слоем. В точке 2 коэффициент трения и тепловыделение наименьшие, но нет запаса толщины масляного слоя, поэтому оптимальные условия работы подшипника будут в зоне справа от точки 2 [6, 10, 11].

## 12.2. Конструкции и материалы

**Конструкции подшипников скольжения.** Конструкции подшипников разнообразны и зависят от конструкции механизма и машины в целом, условий монтажа, эксплуатации и демонтажа. Основные элементы подшипников скольжения *корпус* и *вкладыш*.

**Корпуса** бывают двух видов: *неразъемные* (рис. 12.5) и *разъемные* (рис. 12.6).

В *неразъемных* корпусах подшипников вкладыш 1 (см. рис. 12.5) обычно представляет собой втулку из антифрикционного материала, запрессованную в корпус. Они просты по конструкции, но не компенсируют износ втулки. Применяются для опор тихоходных валов с небольшой нагрузкой.

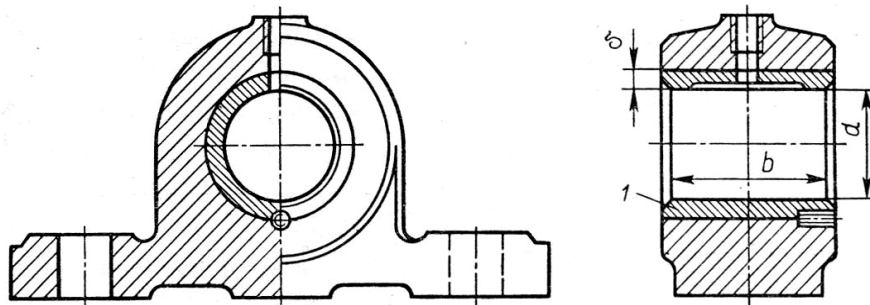


Рис. 12.5. Неразъемный корпус подшипника скольжения

**Разъемный корпус** (см. рис. 12.6) состоит из основания 1 и крышки 4, соединенных винтами, шпильками или болтами; имеет два вкладыша 2 и 3, которые устанавливаются в корпус и в крышку, и предохраняют от проворачивания штифтом 5. Разъем позволяет облегчить монтаж, регулировать зазор в подшипнике, ремонтировать подшипник путем повторных расточек вкладыша при износе.

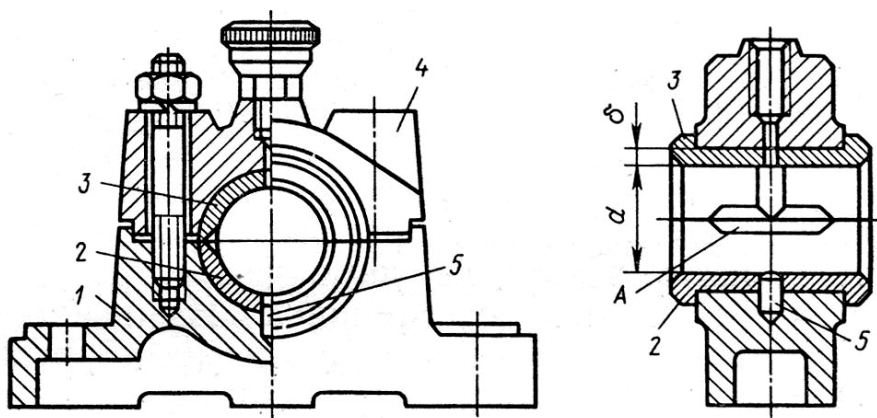


Рис. 12.6. Разъемный корпус подшипника скольжения

*Встроенные подшипники* (рис. 12.7) устанавливают непосредственно в корпусе машины. Для компенсации непараллельности осей вала и расщотки в корпусе и неточности монтажа используют *подшипники с самоустанавливающимися вкладышами* (рис. 12.8), у которых сопряжение вкладышей с корпусом выполняется по сферической поверхности.

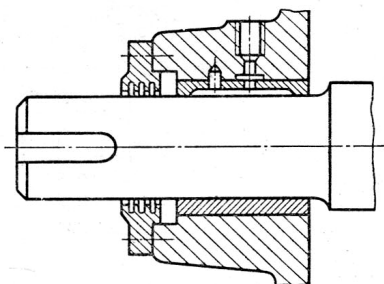


Рис. 12.7. Встроенный подшипник скольжения

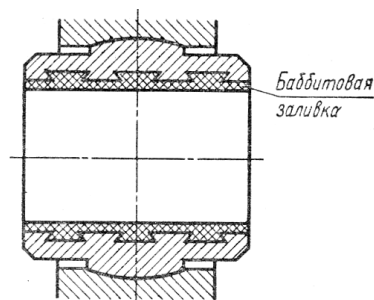


Рис. 12.8. Подшипник скольжения с самоустанавливающимися вкладышами

**Вкладыш** – основная деталь подшипника скольжения, непосредственно воспринимающая передаваемую цапфой вала нагрузку. Самой простой конструкцией являются неразъемные вкладыши 1 (см. рис. 12.5), представляющие собой втулки, изготовленные из антифрикционного чугуна или бронзы. Толщина стенки вкладыша  $\delta = 3 \dots 5$  мм [6]. Разъемные вкладыши (см. рис. 12.6) изготавливают из двух частей со стыком в плоскости разреза подшипника. Их выполняют как с буртиками, так и без них (рис. 12.9). Толщина стенки вкладыша  $\delta = (0,08 \dots 0,10)d + 2,5$  мм, где  $d$  – диаметр цапфы вала, мм. Буртики предназначены для восприятия осевой нагрузки.

Для повышения сопротивления усталости, увеличения теплоотдачи и уменьшения потерь на трение при переменных и ударных нагрузках применяют *биметаллические* вкладыши (рис. 12.10), в которых на стальную или чугунную основу нанесен тонкий слой ( $\delta_c \approx 0,1 \dots 0,5$  мм) антифрикционного материала.

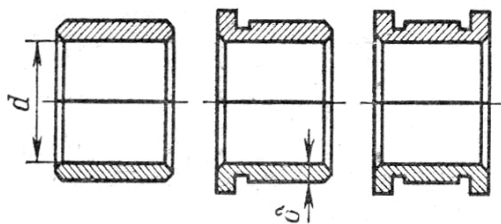


Рис. 12.9. Конструкции разъемных вкладышей

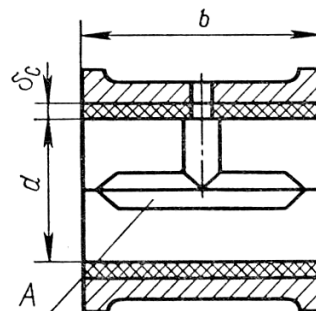


Рис. 12.10. Конструкция биметаллического вкладыша

**Подшипниковые материалы.** Материалы вкладышей в паре с цапфой вала должны обеспечивать малый коэффициент трения, высокую износостойкость, сопротивление усталости и теплопроводность, хорошую прирабатываемость и коррозионную стойкость, малый коэффициент линейного расширения и невысокую стоимость. *Изнашиваться должен вкладыш, а не цапфа вала.*

По химическому составу подшипниковые материалы делят на три группы [5, 6, 25]:

- металлические;
- металлокерамические;
- неметаллические.

К *металлическим подшипниковым материалам* относятся баббиты, бронзы, сплавы на цинковой основе, сплавы на алюминиевой основе, антифрикционные чугуны.

*Металлокерамические* (пористые бронзографитовые, железографитовые и др.) *подшипниковые материалы* пропитывают горячим маслом и применяют при невозможности обеспечения жидкостной смазки.

*Неметаллические подшипниковые материалы.* Для вкладышей применяют текстолит, древесно-слоистый пластик, прессованную древесину, полимерные самосмазывающиеся материалы, резину, графитовые материалы.

### 12.3. Виды повреждений и разрушений. Критерии работоспособности

В опорах скольжения, в зависимости от вида трения, возможны следующие виды повреждений и разрушений подшипников:

- абразивное изнашивание;
- схватывание;
- усталостное разрушение;
- отслаивание фрикционного слоя.

*Абразивное изнашивание* связано с попаданием в смазочный материал абразивных частиц, механическим воздействием микронеровностей поверхности цапфы вала на вкладыш и недостаточной несущей способности масляного слоя при пуске и останове (рис. 12.11).

*Схватывание* происходит в результате нарушения теплового равновесия и больших контактных давлений и проявляется в виде местного переноса материала подшипника на цапфу вала (рис. 12.12).

*Усталостное разрушение* и *отслаивание* фрикционного слоя наблюдаются при значительной пульсирующей нагрузке и низком качестве изготовления подшипника (рис. 12.13).

Подшипники скольжения в режиме жидкостного трения работают практически без изнашивания, если не нарушается режим смазки. В связи с этим для них основным критерием работоспособности является *минимальная толщина  $h_{\min}$  слоя смазочного материала*, исключая контакт микронеровностей цапфы вала и подшипника. Расчет подшипников жидкостного трения основан на гидродинамической теории смазки.

Подшипники, работающие в режиме граничного и полужидкостного трения, рассчитывают по двум критериям: по *среднему давлению  $p$*  и *произведению  $pv$* .



Рис. 12.11. Абразивный износ вкладыша текстильной машины

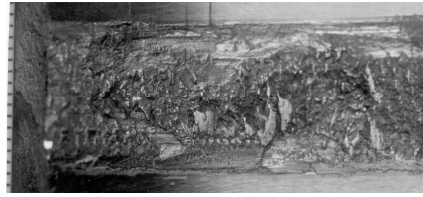


Рис. 12.12. Полоска схватывания на внутренней поверхности втулки

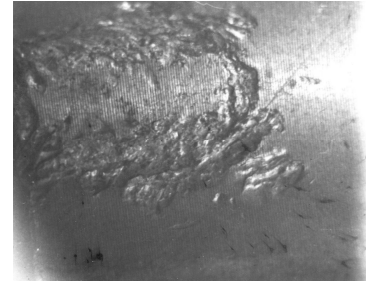


Рис. 12.13. Вид усталостного разрушения поверхностного слоя вкладыша

#### 12.4. Расчет подшипников скольжения

Расчет подшипника скольжения зависит от вида трения.

**Расчет при сухой и полужидкостной смазке.** При *граничном трении* величина износа определяется свойствами поверхностей и смазочного материала. В этом случае проводят *упрощенные расчеты*, основанные на опыте конструирования и эксплуатации узлов трения, работающих в сходных условиях. Упрощенные расчеты позволяют в простейшей форме оценить пригодность материала вкладыша и размеров подшипника для конкретных условий работы. Проверку пригодности подшипника проводят по двум критериям: *износостойкости и теплостойкости*.

*Износостойкость* вкладыша оценивается по среднему условному давлению  $p$  в подшипнике, гарантирующему невыдавливание смазки:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p], \quad (12.3)$$

где  $d$  и  $l$  – диаметр цапфы и длина подшипника соответственно, мм (см. рис. 12.1);  $[p]$  – допускаемое давление в подшипнике.

Работа сил трения в подшипнике преобразуется в тепло и расчет по  $pv$  (произведение условного давления  $p$  на окружную скорость  $v$  цапфы) гарантирует нормальный тепловой режим и представляет собой расчет на *теплостойкость*:

$$pv \leq [pv]. \quad (12.4)$$

Материалы, из которых изготавливаются вкладыши подшипников, обеспечивают нормальную работу в определенном диапазоне окружных скоростей, поэтому выполняют проверку следующего условия [5]:

$$v = \frac{\pi n d}{60 \cdot 1000} \leq [v], \quad (12.5)$$

где  $n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $v$  – окружная скорость вращения цапфы, м/с.

Допускаемые значения величин  $[p]$ ,  $[v]$ ,  $[pv]$  для некоторых подшипниковых материалов, работающих в режиме граничной и полужидкостной смазки, приведены в табл. 12.1.

Таблица 12.1

**Допускаемые режимы работы для подшипниковых материалов [5, 6, 11, 26, 28] при граничной и полужидкостной смазке**

Материал	$[p]$ , МПа	$[v]$ , м/с	$[pv]$ , МПа·м/с
Чугун АЧС-5	30	0,4	12
Латунь ЛКС 80-3-3	12	2	10
Бронза БрО10Ф1	15	10	15
Цинковый сплав ЦАМ10-5	20	7	10
Баббит Б88	20	50	75
Фторопласт-4	4	10	1
Капрон вторичный	5	0,5	0,25
Текстолит	8	10	20
Полиамид АК-7	20	4	20

Если при расчете условия (12.3) – (12.5) не выполняются, то надо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.

**Расчет при жидкостной смазке.** Для работы подшипника в режиме жидкостного трения необходима подъемная сила, создаваемая давлением жидкого смазочного материала. Применяют два способа создания «поддерживающего» давления: гидростатический и гидродинамический.

В гидростатических подшипниках давление в поддерживающем слое смазочного материала создают насосом, подающим материал в зазор (под цапфу) между цапфой и подшипником. Износ в таких подшипниках практически отсутствует, но для обеспечения нормальной работы они требуют сложной гидросистемы.

В гидродинамических подшипниках смазочный материал подается в зону низкого давления (над цапфой), откуда вращающейся цапфой он нагнетается вниз, образуя клиновой поддерживающий слой (рис. 12.4). Радиальная сила, воспринимаемая подшипником, равна

$$F_r = \frac{\mu\omega}{\psi^2} dlC_F, \quad (12.6)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла;  $\psi = \frac{D-d}{d}$  – относительный зазор;

$D$  – диаметр отверстия вкладыша;  $d$  – диаметр цапфы вала;  $C_F$  – безразмерный коэффициент нагруженности (число Зоммерфельда), зависящий от дуги охвата  $\varphi_2 - \varphi_1$ , относительной длины подшипника  $l/d$  и относительного эксцентриситета  $\chi = \frac{2e}{\psi d}$  ( $e$  – эксцентриситет).

При известной радиальной силе  $F_r$  из уравнения (12.6) находят коэффициент нагруженности

$$C_F = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}. \quad (12.7)$$

Далее по таблицам [50] находят  $\chi$ , вычисляют минимальную толщину масляного слоя  $h_{\min} = 0,5\psi d(1-\chi)$  и сравнивают ее с необходимой толщиной масляного слоя по условию существования жидкостной смазки

$$h_{\min} = 2(R_{zu} + R_{zn}).$$

В условиях граничной и полужидкостной смазки определить силы трения и моменты сил трения в общем виде расчетным путем не удается [5]. В условиях жидкостной смазки сила трения

$$F_{Tp} = \frac{C_T}{\psi} \frac{\pi\omega}{p} F_r, \quad (12.8)$$

где  $C_T$  – безразмерный коэффициент сопротивления вращению, который может быть найден по приближенной формуле

$$C_T \approx \frac{\pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + 0,44\chi \cdot C_F \sqrt{1-\chi^2}. \quad (12.9)$$

Используя силу трения  $F_{Tp}$ , определяют тепловыделение в подшипнике и его КПД.

**Тепловой расчет.** Температуру подшипника находят из уравнения теплового баланса между теплообразованием и теплоотдачей при установившемся тепловом режиме. Мощность теплообразования в подшипнике

$$W_1 = F_r \psi v \frac{C_T}{C_F}. \quad (12.10)$$

Теплоотвод происходит через корпус, вал и смазочный материал. Мощность  $W_2$ , отводимая через корпус подшипника,

$$W_2 = K_T A(t_k - t_o), \quad (12.11)$$

где  $K_T = 15...40 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$  – коэффициент теплоотдачи (большие значения –

при установке корпуса подшипника на станину машины, меньшие значения – при установке корпуса подшипника на фундамент);  $A$  – площадь поверхности корпуса подшипника, контактирующая с воздухом (в среднем

она равна  $25d^2$  или  $20dl$ , где  $d$  и  $l$  диаметр и длина цапфы вала, м.);  $t_k$  и  $t_o$  – температура корпуса подшипника и окружающей среды соответственно.

Теплоотвод через вал приближенно учитывают увеличением площади поверхности корпуса на величину  $(5...8)d^2$ .

Мощность теплоотвода через смазочный материал

$$W_3 = 10^{-3} cV\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (12.12)$$

где  $c$  – теплоемкость масла, равная  $(1,7...2,1)10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot^\circ\text{C}}$ ;  $V$  – объем масла,

прокачиваемого через подшипник,  $\frac{\text{л}}{\text{с}}$ ;  $\rho$  – плотность масла, равная

$870...890 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $t_{\text{вых}}$  и  $t_{\text{вх}}$  – температура масла на выходе и на входе в под-

шипник соответственно,  $^\circ\text{C}$ .

Из уравнения теплового баланса

$$W_1 = W_2 + W_3 \quad (12.13)$$

Находят температуру масла  $t_{\text{вых}}$ , которая при длительной работе подшипника не должна превышать  $80^\circ\text{C}$  [5, 25].

### 12.5. Подшипники с газовой смазкой

Повышение частоты вращения валов в подшипниках скольжения неизбежно приводит к большим потерям на трение и теплообразование, которые сильно возрастают с ростом окружной скорости. Опоры с газовой смазкой практически не ограничивают частоты вращения валов, работают с весьма малыми потерями и ничтожным нагревом, сохраняют точность положения вала. Достоинство воздуха как смазочного материала заключается в том, что его вязкость почти в 100 раз меньше вязкости наименее вязкого жидкого смазочного материала (керосина) и почти не меняется при изменении температуры и давления [25].

Однако они обладают рядом недостатков, которые существенно снижают их широкое практическое применение:

- недопустимость перегрузок;
- опасность возникновения колебаний;
- необходимость прецизионной точности изготовления.

В современных газодинамических подшипниках применяют сжатый воздух или иной, как правило, инертный газ. Вкладыш изготавливают из углеграфита с пропиткой бронзой или баббитом. Среднее избыточное давление при больших скоростях обычно 0,1 МПа, при работе с поддувом до 1 МПа.

Газодинамические подшипники применяют в турбокомпрессорах, центрифугах, газовых турбинах и других конструкциях с частотой вращения в десятки и сотни тысяч оборотов в минуту.



## Тема 13. МУФТЫ

Большинство машин и аппаратов комплектуют из узлов и механизмов с входными и выходными валами, силовая и кинематическая связь между которыми выполняется с помощью специальных устройств – муфт.

### 13.1. Общие сведения

*Муфтой* называют устройство, основное назначение которого – соединить концы двух валов и передать вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления. Кроме своего основного назначения, муфты могут выполнять одну или несколько дополнительных функций:

- обеспечивать включение или выключение исполнительного органа машины при работающем двигателе;
- предохранять машину или аппарат от аварии при перегрузке;
- компенсировать нежелательное смещение соединяемых валов;
- соединять валы со свободно установленными на них деталями;
- поглощать вибрации и толчки соединяемых валов и деталей передачи и др.

Так как при изготовлении и монтаже неизбежно возникновение погрешностей взаимного расположения осей соединяемых валов, расцентровка валов в результате тепловых деформаций корпусов и упругих деформаций самих валов под нагрузкой, муфты должны компенсировать, в той или иной степени, возникающие отклонения от номинального расположения валов. Возможные виды смещения геометрических осей валов ( $\Delta a$  – осевое,  $\gamma$  – угловое и  $\Delta r$  – радиальное смещение) и возникающие вследствие этого дополнительные нагрузки на концах валов приведены на рис. 13.1.

По уровню управляемости муфты можно условно разделить на следующие группы:

- муфты, постоянно соединяющие валы, нерасцепляемые: глухие, упругие, компенсирующие;

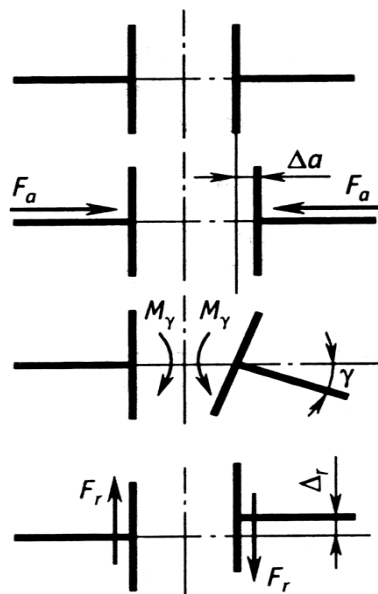


Рис. 13.1. Виды смещений осей валов от номинального положения

- муфты сцепные управляемые: кулачковые, зубчатые, фрикционные;
- муфты сцепные самоуправляемые: предохранительные, обгонные, центробежные и др.

Основной характеристикой нагруженности муфт является *вращающий момент*  $T$ , Н·м. Обычно расчетный вращающий момент  $T$  на муфте приближенно определяют в зависимости от динамических свойств машины или аппарата, характеризующих степень неравномерности вращения и величиной разгоняемых масс, т.е. величиной динамической составляющей вращающего момента на муфте [5]:

$$T = T_H + T_D = T_H \left(1 + \frac{T_D}{T_H}\right) = K T_H, \quad (13.1)$$

где  $T_H$  – номинальный момент, определяемый по потребляемой мощности двигателя и по частоте вращения;  $T_D$  – динамический момент;  $K$  – коэффициент динамичности.

Для машин и аппаратов с небольшими разгоняемыми массами и при спокойной работе (конвейеры, транспортеры)  $K = 1,0 \dots 1,5$ ; для машин и аппаратов со средними разгоняемыми массами и переменной нагрузкой (мельницы, поршневые компрессоры)  $K = 1,5 \dots 2,0$ ; для машин и аппаратов с большими разгоняемыми массами и ударной нагрузкой (шаровые мельницы, молоты)  $K = 2,5 \dots 3,0$ .

На практике преимущественно подбирают муфты по таблицам каталогов и справочников по большему диаметру соединяемых валов и расчетному вращающему моменту.

Муфты изготавливают в двух исполнениях: на длинные и на короткие концы валов с цилиндрическими или коническими посадочными отверстиями. Допускается применять сочетание полумуфт в разных исполнениях с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента  $T_H$  [6].

### 13.2. Муфты, постоянно соединяющие валы

Под постоянно соединяющими валы муфтами понимают муфты, осуществляющие постоянное соединение валов между собой или другими вращающимися деталями. Разъединение валов, соединенных постоянными муфтами, возможно только в результате разборки муфты при остановленной машине или аппарате.

**Глухие муфты.** Глухие муфты предназначены для постоянного жесткого соединения строго соосных валов. При использовании этих муфт допустимая величина смещений осей валов лежит в пределах 0,002...0,05 мм. Глухие муфты применяются преимущественно в приводах и передачах, где требуется жесткое и надежное соединение отдельных валов в длинный составной вал с тем, чтобы он работал как цельный.

**Втулочная муфта** (рис. 13.2) – наиболее простой вид глухих муфт. Она представляет собой втулку, надеваемую по посадке с зазором на концы валов. Муфта отличается малыми габаритами по диаметру и имеет четыре разновидности: со штифтами, шпонками (призматическими или сегментными), шлицами.

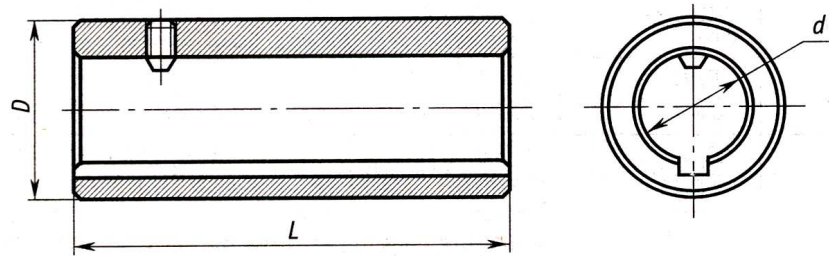


Рис. 13.2. Втулочная муфта

Применение втулочных муфт ограничивается валами диаметром  $d \leq 100$  мм. Наружный диаметр муфты  $D = (1,5...2,0)d$ ; длина  $L = (2,8...4,0)d$ . Материал втулок – сталь 45. Максимальный передаваемый вращающий момент муфты с призматическими шпонками – 5500 Н·м [51].

**Фланцевая муфта** (рис. 13.3) является наиболее надежным и распространенным видом глухих муфт. Она состоит из двух полумуфт с фланцами, посаженными на концы валов; фланцы стягиваются болтами, вставляемыми в отверстия либо с зазором, либо без зазора.

При установке болтов в отверстия фланцев полумуфт без зазора центрирование осуществляют эти болты и упрощенно принимают, что весь вращающийся момент передается только стержнями болтов, поставленных без зазора и работающих на срез и смятие. Сила, действующая на один болт

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{zD_1}, \quad (13.2)$$

где  $z$  – число болтов;  $D_1$  – диаметр расположения осей болтов.

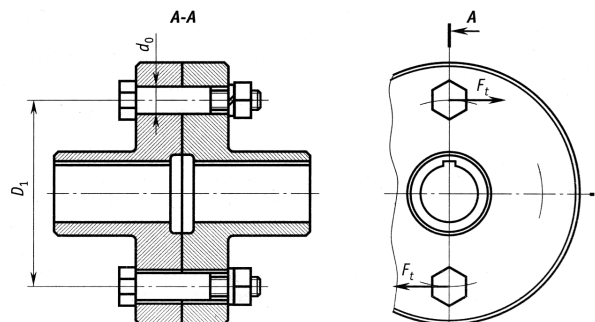


Рис. 13.3. Фланцевая муфта

Диаметр  $d_0$  стержня болта, работающего на срез, определяют из условия прочности на срез:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F_t}{\pi[\tau]}}, \quad (13.3)$$

далее следует провести проверочный расчет на смятие.

При установке болтов в отверстия фланцев полумуфт с зазором, вращающий момент с одной полумуфты на другую передается только силами трения на фланцах. Силу затяжки болтов для передачи вращающего момента  $T$  находят из условия

$$TS = T_{\text{тр}}, \quad (13.4)$$

где  $T_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{зат}} f z D_1}{2 \cdot 10^3}$  – момент силы трения на фланцах;  $F_{\text{зат}}$  – сила затяжки одного болта;  $f$  – коэффициент трения, принимается 0,15...0,20;  $S$  – запас сцепления, принимаемый 1,2...1,5.

Необходимая сила затяжки болтов

$$F_{\text{зат}} \geq \frac{2T_{\text{тр}} \cdot 10^3}{z f D_1} = \frac{2TS \cdot 10^3}{z f D_1}. \quad (13.5)$$

Внутренний диаметр резьбы болта, установленного с зазором и работающего на растяжение, определяется из условия прочности на растяжение

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{1,3F_{\text{зат}} \cdot 4}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (13.6)$$

Соотношение между размерами муфт: наружный диаметр  $D = (3,0...3,5)d$ , длина  $L = (2,5...4,0)d$ . Число болтов  $z = 4...8$ . Максимальный передаваемый момент – 45000 Н·м.

*Продольно-свертные муфты*, состоящие из двух полумуфт, разделенных по плоскости, проходящей через оси соединяемых валов, и стягиваемые болтами, применяются крайне редко и только в тихоходных передачах.

**Компенсирющие муфты.** Компенсирющие муфты предназначены для соединения валов с небольшими взаимными смещениями осей, связанными с неточностями изготовления, монтажа и упругими деформациями. Однако при этом валы и опоры дополнительно нагружаются радиальными и осевыми силами и изгибающими моментами, зависящими от величины и вида расцентровки валов. Кроме того, с ростом смещений валов ресурс самой муфты снижается. Наибольшее распространение получили зубчатые, цепные и шарнирные муфты.

**Зубчатые муфты.** Зубчатая муфта (рис. 13.4, а), состоит из двух втулок 1 с внешними зубьями и надетых на них обойм 2 с внутренними зубьями. Обоймы стянуты болтами 3, равномерно расположенными по окружности. В крышках 4, закрывающих внутреннюю полость муфты, расположены специальные резиновые уплотнения 6, удерживающие смазку внутри муфты. Пробка 5 служит для заливки в муфту смазочного материала. Число зубьев и их размеры подобраны так, чтобы зубья венца втулки располагались с некоторым зазором между зубьями обоймы, образуя зубчатые соединения. Центрирование обоймы осуществляют по вершинам зубьев втулок.

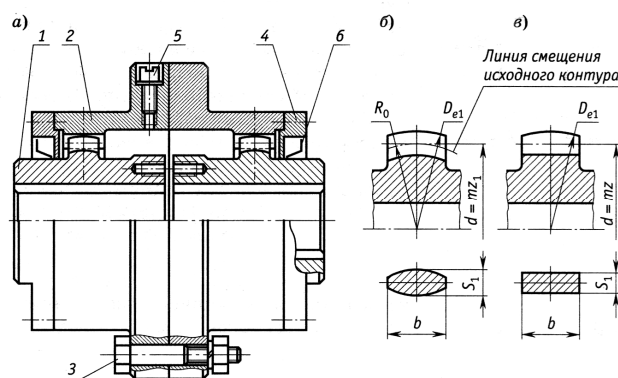


Рис. 13.4. Зубчатая муфты (а) и профиль зубьев бочкообразный (б) и прямой (в)

Зубья втулок бывают бочкообразные (рис. 13.4, б) и прямолинейные (рис. 13.4, в). Муфты с бочкообразными зубьями допускает угловое смещение осей валов до  $1^{\circ}30'$ , с прямыми зубьями – не более  $15'$ ; осевое смещение – до 8 мм, радиальное –  $0,2 \dots 0,6$  мм. Максимальный передаваемый момент –  $1 \cdot 10^6$  Н·м [5, 6, 51].

Зубчатые муфты обладают большой несущей способностью и надежностью из-за большого числа зубьев, передающих вращающий момент. Их выбирают по диаметру вала в зависимости от величины вращающего момента и ожидаемого смещения осей валов. При расчете соединяемых валов необходимо учесть дополнительный изгибающий момент от сил трения в зубчатом сопряжении, действующий в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса  $M_{\text{и}} \approx 0,1T$ .

В настоящее время изготавливают муфты, в которых отдельные зубчатые элементы из стали заменены пластмассовыми для придания им дополнительно упругих и демпфирующих свойств, повышения износостойкости и уменьшения силового воздействия на валы и подшипники.

**Цепные муфты.** Цепная муфта (рис. 13.5) состоит из двух звездочек, насаженных на соединяемые валы и имеющих одинаковые числа зубьев, охватывающей их цепи и кожуха.

Цепные муфты допускают смещения осей валов: радиальное –  $0,5 \dots 1,2$  мм и угловое – до  $1^{\circ}$ ; применение цепей со сферическими роликами увеличивает допускаемое угловое смещение до  $3 \dots 6^{\circ}$ . Максимальные передаваемый вращающий момент не более 8000 Н·м; наибольшая частота вращения – 1600 об/мин [25, 51].

Цепные муфты подбирают по номинальному вращающему моменту с учетом частоты вращения и ожидаемого смещения осей валов. Из-за окружных зазоров цепные муфты не могут применяться в реверсивных передачах и приводах с большими динамическими нагрузками.

**Шарнирные муфты.** Они служат для передачи вращающего момента между валами, имеющими большое угловое смещение осей (до  $40 \dots 45^{\circ}$ ), которое в процессе вращения муфты может изменяться. В них использован принцип работы пространственного шарнира Гука. Эти муфты применяют в широком диапазоне нагрузок от 10 до  $3 \cdot 10^6$  Н·м.

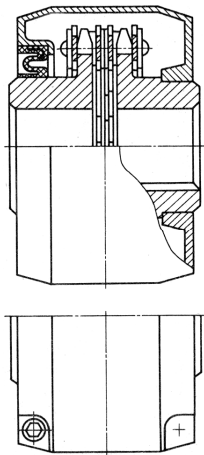


Рис. 13.5. Цепная муфта

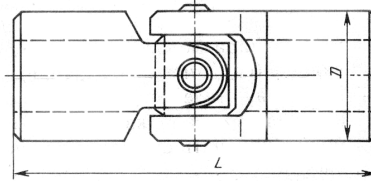
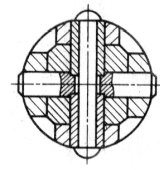
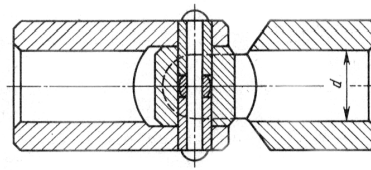
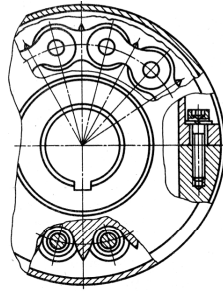


Рис. 13.6. Малогабаритная шарнирная муфта

Обычно муфта состоит из двух вилок и промежуточной детали в виде крестовины, шарнирно соединенной с концами вилок (рис. 13.6). Плоскости вилок повернуты по отношению друг к другу на  $90^\circ$ . Соединяя две муфты, можно обеспечить передачу вращающего момента при значительном радиальном смещении осей валов.

Широко применяются в транспортных и других машинах. Часто используют конструкцию, в которой две шарнирные муфты соединяются промежуточным валом; такое устройство называют *карданным валом*.

По габаритным размерам и передаваемым вращающим моментам шарнирные муфты делятся:

- на малогабаритные, предназначенные для передачи малых (до  $1120 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ) моментов. У них шарниры размещены в габаритных размерах ступиц полумуфт;
- крупногабаритные, предназначенные для передачи средних и больших моментов (от  $1000$  до  $800\,000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ). У них шарниры вынесены за габаритные размеры ступиц полумуфт.

Шарнир скольжения в малогабаритной муфте (рис. 13.6) образуется с помощью вставных осей, одна из которых длинная, а вторая состоит из двух коротких втулок, стянутых стержнем, расклепанным по концам. Габаритные размеры  $D = (1,5 \dots 1,6)d$ ;  $L = (4 \dots 5)d$ .

Подбор малогабаритных шарнирных муфт производят по допускаемому вращающему моменту с учетом частоты вращения; при значительных частотах вращения их подбирают по допустимой температуре нагрева по номограмме [25, 51].

*Пальцевая муфта с металлическими дисками* (рис. 13.7, а) состоит из одинаковых полумуфт 1 и 5 и пакета плоских металлических дисков 3, которые присоединяются к полумуфтам пальцами 6, установленными во фланцах полумуфт. Одна муфта компенсирует только угловое смещение осей валов до  $1^\circ$ , и пакет упругих дисков изгибается в соответствующей плоскости. Сочетание двух муфт с промежуточным валом позволяет компенсировать как угловые, так и радиальные ( $0,5 \dots 2,5 \text{ мм}$ ) смещения валов (рис. 13.7, б).

Применяются в безлюфтовых реверсивных приводах большой крутильной жесткости с неточно установленными агрегатами.

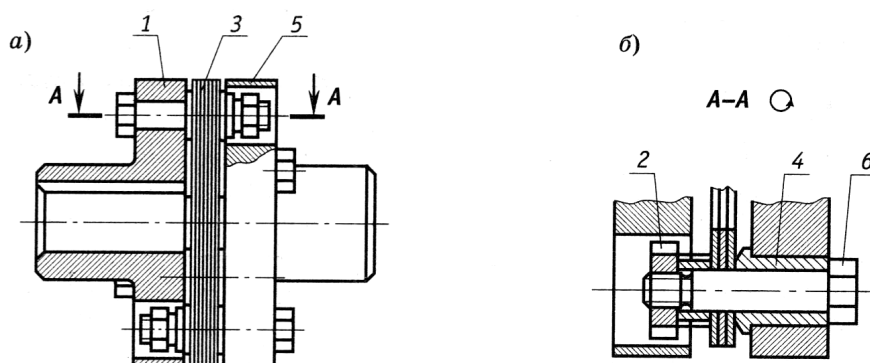


Рис. 13.7. Пальцевая муфта с металлическими дисками:  
*а* – конструкция; *б* – закрепление дисков

**Упругие муфты.** Эти муфты характеризуются наличием упругого элемента, за счет деформации которого осуществляется взаимное перемещение деталей муфты, необходимое для компенсации смещений осей ведущего и ведомого валов. Они способны:

- смягчать толчки и удары;
- служить средством защиты от резонансных крутильных колебаний, возникающих вследствие неравномерности вращения;
- допускать сравнительно большие смещения осей соединяемых валов.

Упругие муфты характеризуются жесткостью при кручении, демпфированием и энергоемкостью. Различают муфты постоянной и переменной жесткости.

Упругие муфты могут быть с металлическими и неметаллическими (из эластомеров) упругими элементами.

*Муфты с металлическими упругими элементами* обладают небольшими габаритами, хорошо работают при изменении температуры в большом диапазоне, но они сложны по конструкции и требуют ухода при эксплуатации. Они характеризуются большим сроком службы упругих элементов и предназначены для передачи больших вращающих моментов. Эти муфты могут быть постоянной и переменной жесткости.

*Муфта со змеевидной пружинной* (рис. 13.8, *а*) состоит из двух полумуфт с зубьями специальной формы, которые обвиты зигзагообразной ленточной пружиной. Передаваемая нагрузка распределяется между большим числом витков пружины, что позволяет выполнять муфты небольших габаритов при достаточной податливости. Число зубьев выбирают обычно в пределах 50...100, но допускается до 250. Зубья и пружина заключены в кожух, заполненный смазочным материалом. Габаритные размеры муфты:  $D = (3...3,5)d$ ;  $L = (2,5...3)d$ .

Муфты могут компенсировать осевые смещения валов до 4...20 мм, радиальные до 0,5...3 мм, угловые до  $1^{\circ}15'$  [25].

Применяются в энергомашиностроении, в частности, в паровых турбинах и т.д.

*Муфты с упругими элементами из эластомеров* являются основными для передачи средних и малых вращательных моментов. Ресурс неметаллических упругих элементов меньше, чем стальных. Неметаллические упругие элементы выполняют резино-

выми или полиуретановыми, резиноволокнистыми и резинокордными. Элементы из эластомеров работают на сжатие, изгиб, сдвиг, кручение, а также испытывают сложное напряженное состояние. Схемы резиновых упругих элементов показаны на рис. 13.9.

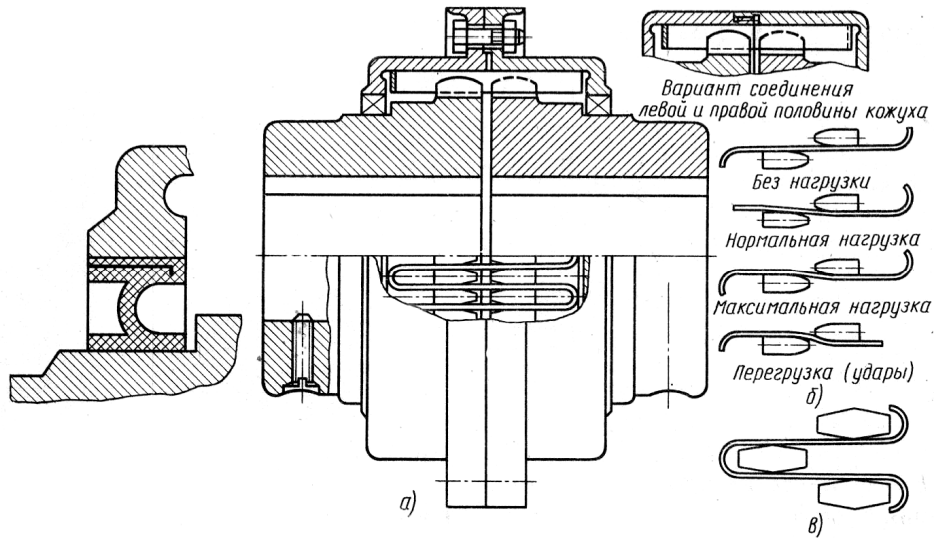


Рис. 13.8. Муфта со змеевидной пружиной:  
а – конструкция; б, в – схема работы пружины

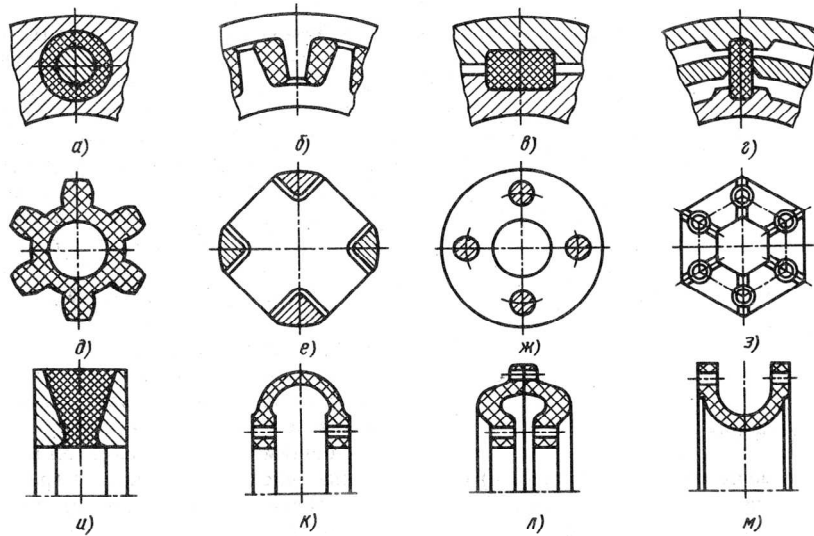


Рис. 13.9. Схемы резиновых упругих элементов

Муфты выполняют:

- с несколькими отдельными упругими элементами, работающими на сжатие (рис. 13.9, а, б), сдвиг (рис. 13.9, в), изгиб (рис. 13.9, г);
- с общим упругим элементом в виде звездочки (рис. 13.9, д), креста (рис. 13.9, е) или диска (рис. 13.9, ж, з), испытывающими сложное напряженное состояние или испытывающими кручение (рис. 13.9, и);
- с упругим элементом в виде оболочки (рис. 13.9, к, л, м), работающей на кручение или крутильный сдвиг.



Муфты с упругим элементом в виде резиновой тороидальной оболочки. Эти муфты имеют два исполнения по форме упругого элемента: с упругим элементом в виде внешнего тора (рис. 13.10) и в виде внутреннего тора (рис. 13.11).

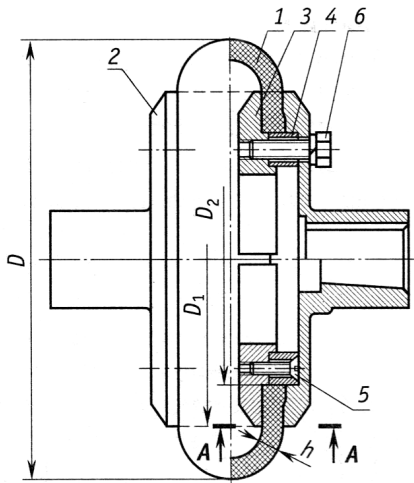


Рис. 13.10. Муфта с упругим элементом в виде внешнего тора: 1 – упругий элемент; 2 – полумуфта; 3 – нажимное полукольцо; 4 – кольцо; 5 – винт; 6 – винт

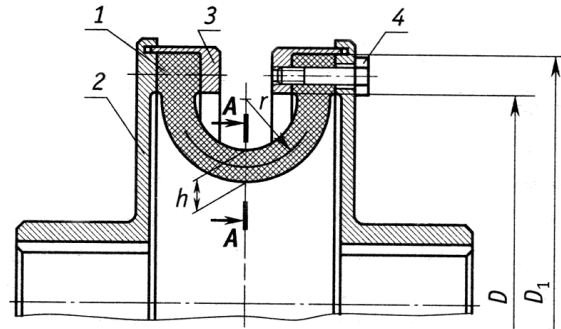


Рис. 13.11. Муфта с упругим элементом в виде внутреннего тора: 1 – упругий элемент; 2 – полумуфта; 3 – нажимное кольцо; 4 – винт

Две одинаковые полумуфты 2 соединены тороидальным упругим элементом 1, края которого прижаты к полумуфтам нажимными полукольцами 3 и винтами, равномерно расположенными по окружности. Благодаря особой форме упругого элемента данные муфты допускают значительные смещения полумуфт (угловое до  $3^\circ$ , радиальное 2...5 мм, осевое  $\pm 2$  мм и их комбинацию). Передаваемый вращающий момент – до 25 000 Н·м. Муфта с упругим элементом в виде внутреннего тора (см. рис. 13.11), меньше по диаметру и подвержена меньшим центробежным силам, создает меньшие в 2...3 раза осевые силы на валы чем муфта с внешним тором.

Применяются в приводах центробежных насосов, вентиляторов, нагнетающих насосов, мешалок, центрифуг, вращающихся печей и т.д.

*Муфта упругая втулочно-пальцевая* (рис. 13.12). В ней вращательный момент передается через пальцы и сидящие на них упругие элементы в форме гофрированных втулок. Пальцы закреплены своими коническими хвостами в одной полумуфте и входят в цилиндрические отверстия другой полумуфты. Число пальцев в зависимости от размеров муфты составляет 4...10. Габаритные размеры –  $D = (3,5...4)d$ ;  $L = (3,5...4)d$ . Передаваемый вращающий момент – до 16 000 Н·м. Допускает смещения: осевое 1...5 мм, радиальное – до 0,5 мм, угловое – до  $1^\circ$ .

*Муфта упругая с резиновой звездочкой* (рис. 13.13) состоит из двух полумуфт фланцевого типа с тремя или четырьмя торцовыми кулачками каждая. Кулачки входят в соответствующие впадины в промежуточном теле – звездочке, которая служит упругим элементом и выполняется из рези-

ны. Муфта имеет малые габариты:  $D \approx 2,5d$ ;  $L = (4,0 \dots 4,5)d$ . Передаваемый вращающий момент – до 400 Н·м. Допускает смещения: радиальное – до 0,4 мм, угловое – до  $1^\circ 30'$ . Подбирают по номинальному вращающему моменту с учетом частоты вращения и ожидаемого смещения осей валов.

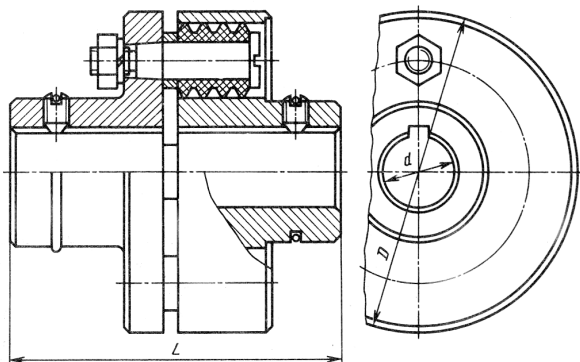


Рис. 13.12. Муфта упругая втулочно-пальцевая

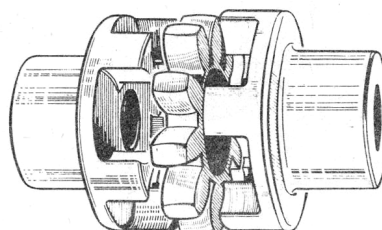


Рис. 13.13. Муфта упругая с резиновой звездочкой

*Муфта с резиновой конической шайбой* (рис. 13.14) не обладает высокими компенсирующими способностями по сравнению с муфтами, показанными на рис. 13.10 и 13.11. Имеет сравнительно малые габариты.

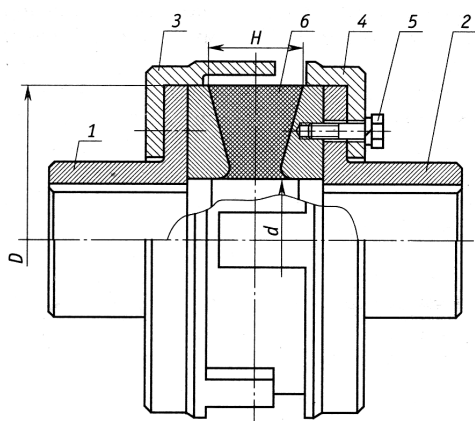


Рис. 13.14. Муфта с резиновой конической шайбой: 1, 2 – полумуфты; 3, 4 – защитный кожух; 5 – винт; 6 – упругий элемент

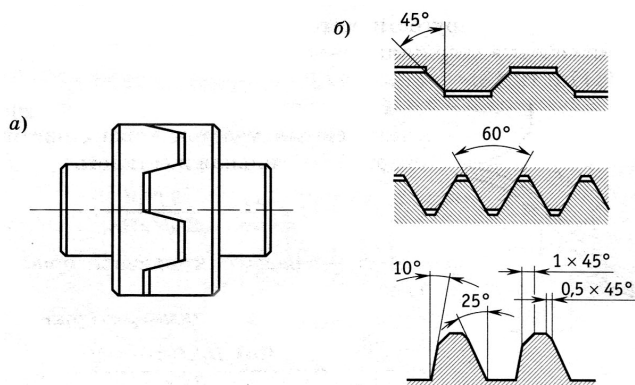


Рис. 13.15. Муфта с торцевыми кулачками: а – конструкция; б – профили кулачков

Допускает смещения: радиальное – до 6 мм, угловое – до  $1^\circ 30'$ . Подбирают по номинальному вращающему моменту с учетом частоты вращения и ожидаемого смещения осей валов.

Применяется в приводах машин для гашения вредных крутильных колебаний [5, 25, 51].

### 13.3. Муфты сцепные управляемые

Эти муфты служат для соединения или разъединения валов (на ходу или во время остановов) с помощью специальных управляющих устройств. Муфты этого вида используются там, где требуются частые пуски и остановки, изменения режимов работы и реверсирование. Их разделяют на кулачковые или зубчатые и фрикционные.

*Муфты сцепные кулачковые* (рис. 13.15) применяют для передачи больших вращающих моментов при нечастых включениях. Их следует включать в неподвижном состоянии или при малой разности угловых скоростей валов. Включение и выключение осуществляют осевым перемещением одной полумуфты на шлицах или на направляющих шпонках. Обычно механизм включения устанавливают на ведомом валу. Число кулачков выбирается в зависимости от передаваемого вращающего момента и от желаемого времени включения муфты. Профиль кулачков (рис. 13.15, б) выбирают в зависимости от условий работы муфты. Наиболее распространены муфты с симметричным трапецеидальным профилем. Работоспособность кулачков определяется напряжениями смятия на контактных поверхностях и изгибающими напряжениями у основания кулачков.

*Муфты сцепные зубчатые.* В зубчатых сцепных муфтах одна полумуфта представляет собой шестерню с внутренними зубьями, а вторая – с наружными зубьями при одинаковом модуле и числе зубьев (рис. 13.16, а).

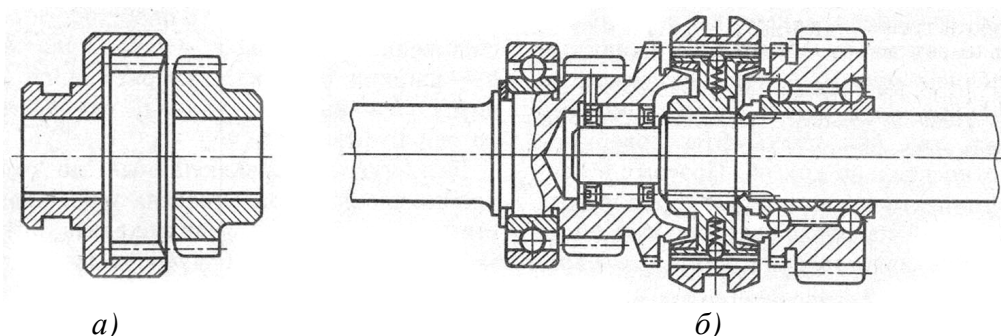


Рис. 13.16. Зубчатая муфта (а) и синхронизатор (б)

В отличие от кулачковых муфт у зубчатых зубья нанесены не на торце, а на цилиндрической поверхности и имеют эвольвентный профиль. При необходимости частого включения зубчатых и кулачковых муфт для уменьшения ударов и шума применяют синхронизаторы. Синхронизатор простейшего типа в сочетании с зубчатыми муфтами, предназначенными для поочередного соединения с валом двух шестерен, показан на рис. 13.16, б.

*Муфты сцепные фрикционные* передают вращающий момент от ведущего вала к ведомому при помощи сил трения, создаваемых на контактных поверхностях сцепляющихся частей муфты. Включение муфты производится прижатием друг к другу указанных поверхностей, а выключение – их разъединением. Меняя силу прижатия, можно регулировать момент сил трения. За время включения фрикционной муфты рабочие поверхности проскальзывают; после включения муфты скольжение отсутствует.

Наибольшее применение имеют дисковые муфты, обеспечивающие передачу больших вращающих моментов при относительно небольших габаритных размерах и

силах, требуемых для прижатия поверхностей сцепления. Это достигается использованием нескольких пар поверхностей трения. Различают сухие и масляные муфты. В первых фрикционные поверхности защищены от попадания смазки, а в последних эти поверхности работают в масляной ванне, что обеспечивает постоянство коэффициента трения и, следовательно, постоянную величину передаваемого вращающего момента и уменьшает износ.

*Муфты сцепления фрикционные дисковые* в отличие от кулачковых обеспечивают плавное сцепление валов под нагрузкой на ходу при любой разности частот их вращения. В однодисковых муфтах диск, связанный с одним валом, сжимается двумя фланцами, связанными с другим валом. На рисунке 13.17 показаны схемы конусной и цилиндрической фрикционных муфт. Достоинством конусных муфт является хорошая расцепляемость и относительная простота конструкции.

*Муфта сцепления фрикционная многодисковая* (рис. 13.18) состоит из полумуфт 1 и 2, расположенных строго соосно, и внутренних 3 и наружных 4 дисков, которые сжимаются силой  $F$ , приложенной нормально к трущимся поверхностям. На рабочие поверхности дисков наносят фрикционный слой или крепят накладки из фрикционных материалов, повышающих силу трения. Число дисков выбирают обычно не более 8...12. Передают вращающий момент до 2500 Н·м.

Существует большое количество и других конструкций фрикционных муфт сцепления [5, 6, 25, 51].

Фрикционные муфты сцепления можно использовать в качестве тормозов.

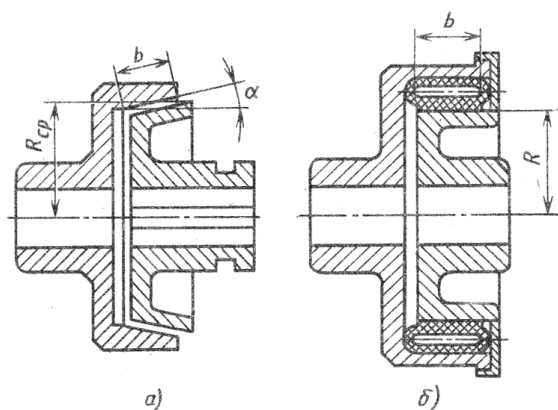


Рис. 13.17. Фрикционная сцепная конусная (а) и цилиндрическая (б) муфты

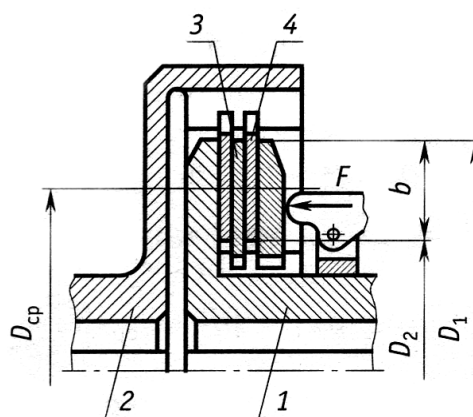


Рис. 13.18. Многодисковая фрикционная сцепная муфта

### 13.4. Муфты сцепные самоуправляемые

Самоуправляемые муфты автоматически срабатывают при наступлении особых условий в работе машины. В зависимости от выполняемых функций эти муфты разделяют на несколько типов:

- предохранительные – самоуправляемые по вращающему моменту;
- обгонные – самоуправляемые по направлению движения;
- центробежные – самоуправляемые по скорости и др.

Муфты предохранительные защищают детали в машинах от случайных перегрузок. Перегрузки могут быть вызваны особенностями рабочих процессов или изменением условий работы машины, а также принципом работы машины.

Предохранительные муфты или другие предохранительные звенья необходимо устанавливать:

- в машинах ударного действия;
- в машинах, обрабатывающих неоднородную среду;
- в машинах-автоматах;
- в ответвляющихся кинематических цепях машин, передающих небольшую часть мощности приводного двигателя.

По принципу работы предохранительные муфты разделяют:

- на муфты с разрушающимся элементом;
- на фрикционные;
- на пружинно-кулачковые.

При расчете предохранительных муфт, во избежание случайных выключений, за расчетный вращающий момент принимают  $T = 1,25T_{\max}$ , где  $T_{\max}$  – максимальный вращающий момент, возникающий при работе машины.

*Муфты предохранительные с разрушающимся элементом* применяют при редких перегрузках. Они отличаются малыми габаритами и высокой точностью срабатывания. В основном применяют муфты со срезным штифтом (рис. 13.19). При перегрузке предохранительный штифт срезается, и полумуфты размыкаются. Для восстановления работоспособности машины необходимо ее остановить и заменить предохранительный элемент, поэтому штифты должны быть расположены в удобном для замены месте. Чаще применяют муфты с осевым штифтом, реже с радиальным расположением штифтов. Выполняют муфты с одним штифтом и с несколькими штифтами. Муфты с одним штифтом имеют более высокую точность срабатывания. Конструкция муфты должна предотвращать возможность выпадания штифта и его разрушенных элементов после срабатывания.

*Муфты предохранительные фрикционные* применяют при частых кратковременных перегрузках. Точность срабатывания их невысока из-за непостоянства коэффициента трения на трущихся поверхностях дисков. Основное применение имеют многодисковые муфты (рис. 13.20). Предпочтительнее сухие муфты с фрикционными телами из разнородных, несхватывающихся материалов, т.к. в них более стабилен коэффициент трения. При перегрузке наружные диски проскальзывают относительно внутренних дисков, и муфта передает лишь тот предельный момент, на который она настроена.

*Муфты предохранительные пружинно-кулачковые* в обычном исполнении аналогичны сцепным кулачковым (рис. 13.15) только подвижная полумуфта поджимается к неподвижной пружинной, а рабочие поверхности кулачков выполняются с большими углами наклона. При перегрузках муфты прощелкивают, причем сцепление автоматически восстанавливается после прекращения действия перегрузок и поворота полумуфт на целое число угловых шагов кулачков.

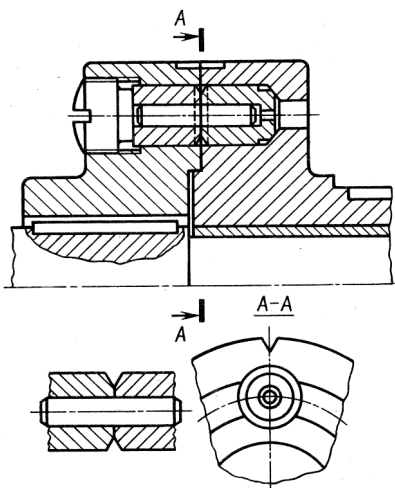


Рис. 13.19. Предохранительная муфта со срезным штифтом

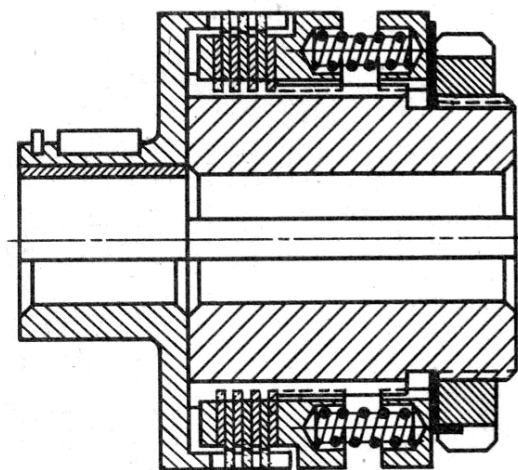


Рис. 13.20. Многодисковая фрикционная предохранительная муфта

*Пружинно-шариковые предохранительные муфты* (рис. 13.21) представляют собой разновидность пружинно-кулачковых, в которых кулачки заменены шариками, трение скольжения частично заменено трением качения, что уменьшает изнашивание.

*Обгонные муфты* передают вращающий момент в одном направлении и допускают свободное относительное вращение в противоположном. По принципу действия эти муфты делят на фрикционные и храповые. Основное применение имеют фрикционные обгонные муфты с роликами.

*Роликовая обгонная муфта* (рис. 13.22) состоит из звездочки, кольцевой обоймы, роликов, пружин и толкателей.

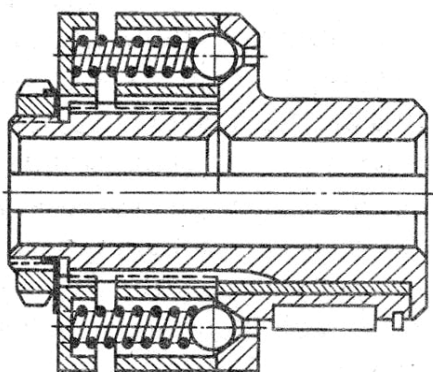


Рис. 13.21. Пружинно-шариковая предохранительная муфта

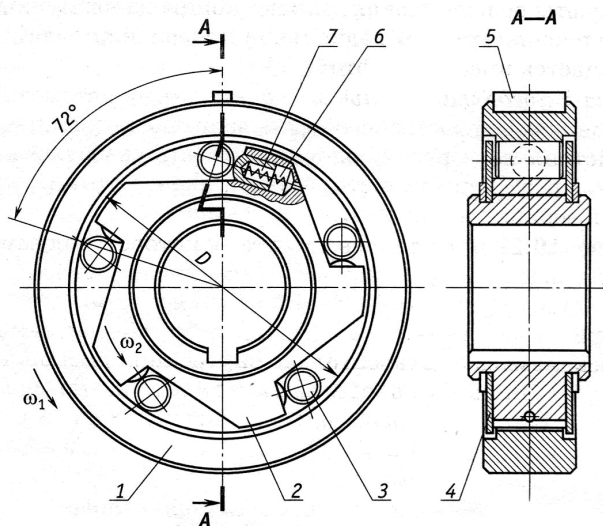


Рис. 13.22. Обгонная муфта: 1 – обойма; 2 – звездочка; 3 – ролик; 4 – крышка; 5 – шпонка; 6 – пружина; 7 – поршень

Звездочка 2 и обойма 1 образуют сужающиеся в одном направлении полости, в которых располагаются ролики 3. Каждый из роликов отжимается пружинами 6 в су-

живающуюся часть полости. Если ведущей является обойма, то муфта, изображенная на рис. 13.22, может передавать вращение против часовой стрелки, если ведущей является звездочка, то – по часовой стрелке. При этом ролики закатываются в суживающиеся полости и заклиниваются между звездочкой и обоймой. При обратном вращении ролики выкатываются в более широкую часть полостей и муфта расцепляется.

*Центробежные муфты* служат для автоматического соединения (или разъединения) валов при достижении ведущим валом заданной частоты вращения. Их применяют для облегчения управления, разгона механизмов и машин, имеющих значительные маховые моменты, для повышения плавности пуска.

Центробежные муфты представляют собой фрикционные муфты, у которых обычный механизм управления заменен специальными грузами с колодками, находящимися под действием центробежных сил и пружин. При достижении ведущим валом определенной скорости центробежные силы, действующие на грузы, преодолевают силу сжатия пружин, прижимают трущиеся поверхности друг к другу и муфта включается. Для уменьшения массы применяют грузы, перемещающиеся в направляющих (рис. 13.23).

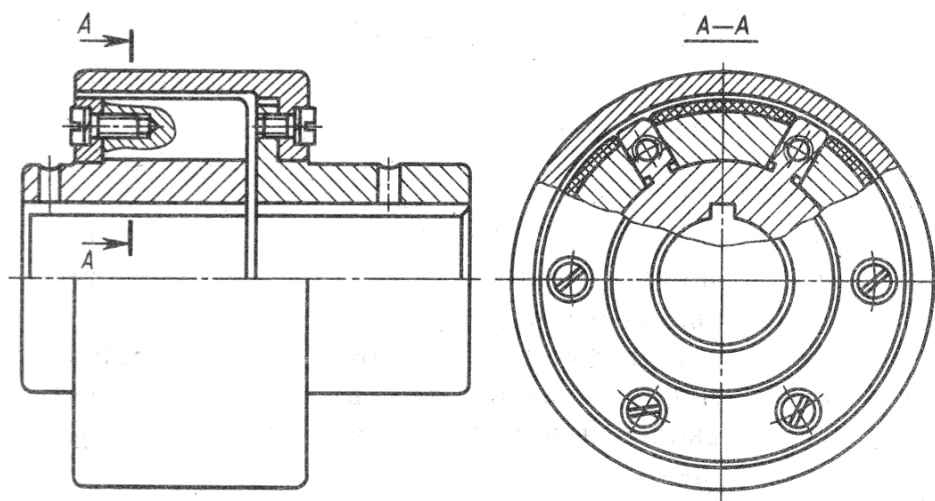


Рис. 13.23. Центробежная колодочная муфта

# СОЕДИНЕНИЯ

## Тема 14. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 14.1 Общие сведения о соединениях

Каждая машина или аппарат получается в результате сборки отдельных деталей и агрегатов, осуществляемой с помощью соединений. Под *соединениями* понимают узлы, образованные соединительными деталями и прилегающими частями соединяемых деталей, форма которых определяется задачами, которые они решают.

По признаку возможности разборки соединения подразделяют на *неразъемные*, которые нельзя разобрать без их разрушения или повреждения, и *разъемные*, позволяющие повторные сборки и разборку.

Неразъемные соединения осуществляются силами молекулярно-механического сцепления (сварные, паянные, клеевые) или механическими средствами (клепаные, соединения с натягом, вальцованные) [25].

Основными критериями работоспособности соединений являются прочность, плотность и жесткость.

*Прочность соединения* – важнейший фактор, определяющий работоспособность любого соединения. Практика показывает, что большинство отказов и поломок деталей происходит в местах их соединения и сопряжения из-за недостаточной их прочности. При этом одним из основных требований, предъявляемых к соединениям, является обеспечение равнопрочности всех деталей соединения. Прочность соединений оценивается *коэффициентом прочности*  $\varphi_k$ , представляющим собой отношение предельной нагрузки, воспринимаемой соединением, к наименьшей предельной нагрузке одной из соединяемых деталей. Например, для штифтовых соединений  $\varphi_k = 1$ , а для шлицевых – 0,45 [10].

*Плотность соединения* во многих случаях является их главной характеристикой. Соединения элементов сосудов и трубопроводов, содержащих жидкости и газы под давлением, должны удовлетворять условиям герметичности, и их проверка на плотность является обязательной. Основной характеристикой плотности соединения является коэффициент плотности, определяемый как отношение давления в стыке  $p_c$  к давлению внутри замкнутого объема  $p_b$ , образованного соединяемыми частями:  $\varphi_p = 1,5 \dots 4,0$ . Для уплотнения с мягкими прокладками принимаются меньшие значения [10].

*Жесткость соединений* необходима для сохранения точности под нагрузкой и оценивается коэффициентом жесткости  $\varphi_c$ . Жесткость соединения, как правило, меньше суммарной жесткости входящих в него деталей.



Кроме прочности, плотности и жесткости все типы соединений должны удовлетворять требованиям технологичности и ремонтпригодности.

По характеру взаимного движения деталей соединения подразделяются на *подвижные* и *неподвижные*. Подвижные соединения позволяют взаимное перемещение деталей в процессе работы (шлицевые, винтовые и др.), а неподвижные соединения жестко скрепляют две или несколько деталей (сварные, заклепочные, резьбовые и др.).

## **14.2. Разновидности, типы и конструктивные элементы сварных соединений**

*Сварным соединением* называется неразъемное соединение деталей, выполненной сваркой. Сварка – это технологический процесс получения неразъемного соединения металлических или неметаллических деталей с применением нагрева до пластичного или расплавленного состояния, выполненное таким образом, чтобы место соединения по механическим свойствам и составу по возможности не отличалось от основного материала деталей.

Виды сварки весьма разнообразны. ГОСТ 2601-84 устанавливает 56 видов сварки, которые относят к термическому, термомеханическому и механическому классам сварки. К термическому классу отнесены дуговая, электрошлаковая, газовая, лазерная и другие, к термомеханическому – контактная, диффузионная и др., к механическому – холодная, трением, ультразвуковая, взрывом и др. Каждый из этих способов сварки имеет свои области применения.

Наиболее широко распространена электрическая сварка. Основные виды электрической сварки – *дуговая* и *контактная*. Для защиты расплавленного металла от вредного воздействия применяют флюсы.

Разновидности дуговой сварки:

- *ручная сварка*; этот метод сварки применяется для конструкций с короткими и неудобно расположенными швами, но отличается низкой производительностью;
- *полуавтоматическая сварка* под слоем флюса; применяется для конструкций с короткими прерывистыми швами;
- *автоматическая сварка* под слоем флюса; этот метод дает лучшее качество шва, высокопроизводителен и экономичен.

Контактная сварка применяется в массовом производстве при нахлесточном соединении тонкого листового металла (точечная, роликовая) или при стыковом соединении металлов круглого и полосового сечения (стыковая).

При соединении деталей с помощью сварки плавлением к расплавляемой области подводят присадочный материал, который заполняет свариваемое место. Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называют *сварным швом*.

При контактной сварке (сварка давлением) присадочный материал не применяют. Контактная сварка основана на использовании тепла, выделяющегося в месте соприкосновения свариваемых деталей при прохождении через них электрического тока. Сварка производится с применением механического давления, под действием которого детали, предварительно нагретые в месте контакта до пластического состояния или оплавления, образуют сварной шов.

При ручной сварке в качестве электрода используют стальной стержень. Покрытие (обмазка) электродов обеспечивает защиту материала шва от вредного воздействия воздуха. Сварку углеродистых и низколегированных сталей (ГОСТ 9467-73) обычно выполняют электродами Э38, Э42, Э46, Э50. При повышенных требованиях к пластичности и ударной вязкости сварного шва используют электроды марок Э42А, Э46А, Э50А. Числа после буквы Э в марке электрода, умноженные на 10, означают среднее значение предела прочности металла шва в МПа.

#### *Достоинства* сварных соединений:

- возможность получения изделий больших размеров;
- снижение массы по сравнению с литыми и клепаными деталями;
- снижение стоимости изготовления сложных деталей;
- малая трудоемкость и сравнительно невысокая стоимость оборудования;
- возможность автоматизации;
- возможность достижения равнопрочности сварного изделия и свариваемых деталей.

#### *Недостатки* сварных соединений:

- возникновение при сварке дефектов швов, снижающих их прочность;
- возникновение остаточных напряжений;
- сложность контроля ответственных сварных изделий;

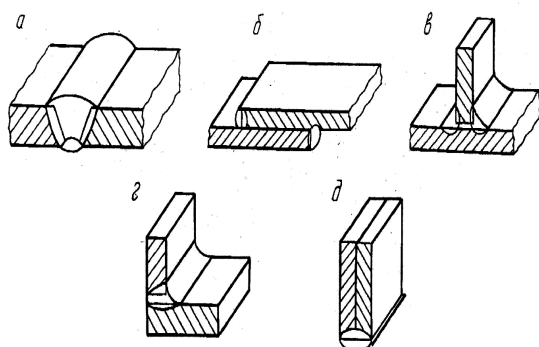


Рис. 14.1. Типы сварных соединений:  
*a* – стыковые; *b* – нахлесточные; *v* – тавровые;  
*z* – угловые; *d* – торцовые

- местное оплавление участков деталей вблизи сварного шва.

**Основные типы сварных соединений и сварных швов.** В металлических конструкциях встречаются следующие основные типы сварных соединений: стыковые, нахлесточные, тавровые, торцовые и угловые, рис. 14.1

*Стыковое* соединение – это сварное соединение двух элементов, примыкающих друг к другу торцовыми поверхностями. *Нахлесточное* – сварное соединение, в котором сваренные элементы расположены параллельно и частично перекрывают друг друга. *Тавровое* – сварное соединение, в котором торец одного элемента примыкает под углом и приварен к боковой поверхности другого элемента. *Торцовое* – сварное соединение, в котором боковые поверхности сваренных элементов примыкают друг к другу. *Угловое* – сварное соединение двух элементов, расположенных под углом и сваренных в месте примыкания их краев.

**Классификация и обозначение сварных швов.** Сварной шов представляет собой участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации расплавленного металла или в результате пластической деформации при сварке давлением или сочетания кристаллизации и деформации. Сварные швы могут быть стыковыми и угловыми. *Стыковой* – это сварной шов стыкового соединения. *Угловой* – это сварной шов углового, нахлесточного или таврового соединений (ГОСТ 2601-84).

По положению в пространстве (ГОСТ 11969-79) сварные швы подразделяются на следующие: нижние – *Н*; в лодочку – *Л*; полугоризонтальные – *Пг*; горизонтальные – *Г*; полувертикальные – *Пв*; вертикальные – *В*; полупотолочные – *Пл*; потолочные – *П* (рис. 14.2).

По протяженности швы различают сплошные и прерывистые. Прерывистые могут быть цепными или шахматными (рис. 14.3, а).

По отношению к направлению действующих усилий швы подразделяются на продольные, поперечные, комбинированные и косые (рис. 14.3, б).

По форме наружной поверхности стыковые швы могут быть выполнены нормальными, выпуклыми или вогнутыми (рис. 14.4). Соединения, образованные выпуклыми швами лучше работают при статических нагрузках, однако чрезмерный наплыв приводит к лишнему расходу электродного металла. Нормальные и вогнутые швы лучше работают при динамиче-

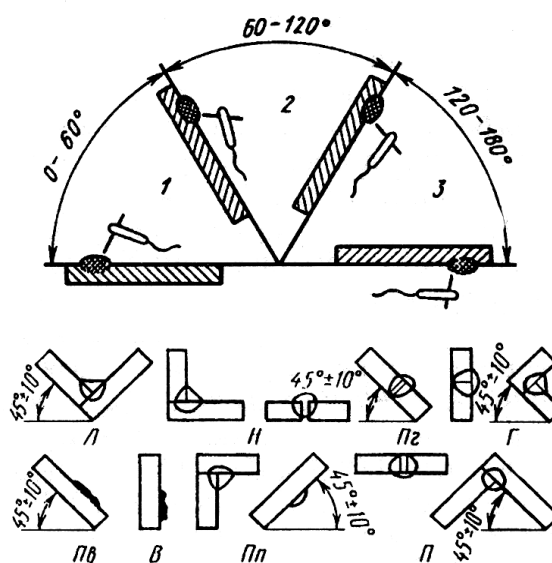


Рис. 14.2. Основные положения сварки и их обозначения: 1 – нижнее; 2 – вертикальное или горизонтальное; 3 – потолочное

ских и знакопеременных нагрузках, так как нет резкого перехода от основного металла к сварному шву.

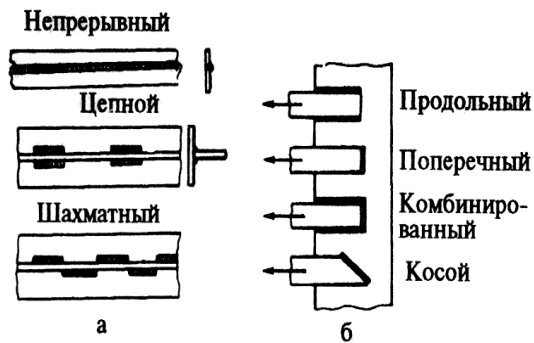


Рис. 14.3. Классификация сварных швов по протяженности (а) и направлению (б)

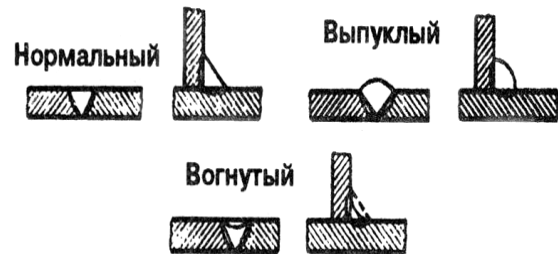


Рис. 14.4. Классификация сварных швов по форме наружной поверхности

По условиям работы сварного узла в процессе эксплуатации изделия сварные швы подразделяются на рабочие, которые непосредственно воспринимают нагрузки, и соединительные, предназначенные только для скрепления частей или деталей изделия.

ГОСТ 2.312-72 устанавливает условные изображения и обозначения

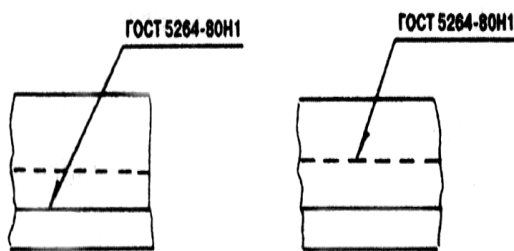


Рис. 14.5. Условное обозначение сварных швов

швов сварных соединений в конструкторских документах. Независимо от способа сварки условно изображают видимый шов сплошной основной линией, а невидимый – штриховой линией (рис. 14.5).

В стандартах принято буквенно-цифровое обозначение швов сварных соединений. Буквенная часть указывает на вид сварного соединения: С – стыковое,

У – угловое, Т – тавровое, Н – нахлесточное. Цифры являются порядковым номером типа шва в данном конкретном стандарте (табл. 14.1).

Таблица 14.1

**Пример буквенно-цифрового обозначения швов сварных соединений**

ГОСТ	Наименование ГОСТ	Тип соединения	Буквенно-цифровое обозначение швов
5264-80	Ручная дуговая сварка. Соединения сварные	Стыковое	С1 – С40
		Угловое	У1 – У10
		Тавровое	Т1 – Т9
		Нахлесточное	Н1 – Н2
14771-76	Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные	Стыковое	С1 – С27
		Угловое	У1 – У10
		Тавровое	Т1 – Т9
		Нахлесточное	Н1 – Н4

**Конструктивные элементы сварных соединений.** Форму разделки кромок и их сборку под сварку характеризуют три основных конструктивных элемента: зазор –  $\delta$ , притупление кромок –  $c$  и угол скоса кромки –  $\beta$ . Формы разделки кромок и их конструктивные элементы приведены на рис. 14.6.

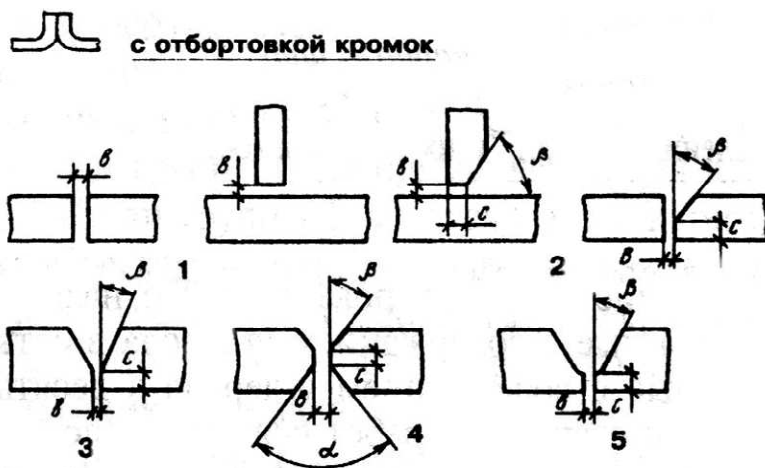


Рис. 14.6. Конструктивные элементы разделок кромок под сварку:  
 1 – без разделки кромок; 2 – с разделкой кромок одной детали;  
 3 – V-образная разделка; 4 – X-образная разделка; 5 – U-образная разделка

Тип и угол разделки кромок определяют количество необходимого электродного металла для заполнения разделки. Например, X-образная разделка кромок, по сравнению с V-образной, позволяет уменьшить объем наплавленного металла в 1,6...1,7 раза [52]. Зазор при сборке под сварку определяется толщиной свариваемых деталей, маркой материала, способом сварки, формой подготовки кромок и др.

По ГОСТ 2601-84 шов сварного соединения характеризуется следующими основными конструктивными элементами: ширина –  $e$ , выпуклость –  $q$ , глубина проплавления –  $h$ , катет –  $k$ ; толщина детали –  $\delta$  (рис. 14.7).

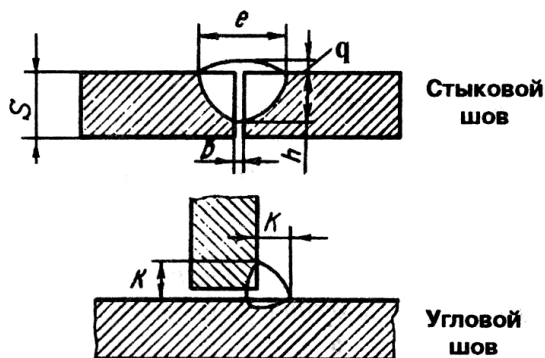


Рис. 14.7. Основные конструктивные элементы сварных швов

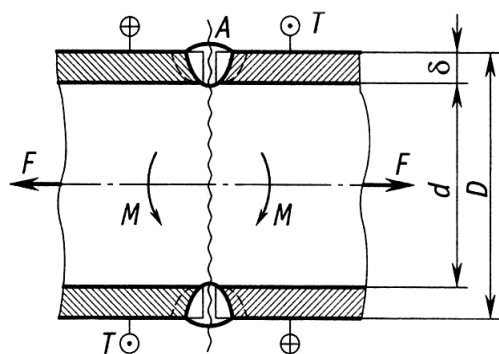


Рис. 14.8. Расчетная схема сварного соединения стыковыми швами

### 14.3. Расчет сварных соединений

**Сварные соединения стыковыми швами.** Расчет сварных соединений в основном является проверочным, при этом размеры основных элементов соединения уже известны. Для выполнения проектных расчетов необходимо знать длину и высоту катета.

Прочность стыковых швов определяется нормальными напряжениями в наименьшем сечении соединения. Разрушение при статическом нагружении происходит преимущественно по шву или в зоне термического влияния. На рис. 14.8. изображены возможные виды внешних нагрузок на стыковое сварное соединение труб:  $F$  – центральная растягивающая сила,  $M$  – изгибающий момент,  $T$  – скручивающий момент. В этом случае расчет сварных стыковых соединений на статическую прочность проводят приближенно по эквивалентным напряжениям  $\sigma_{\text{эКВ}}$  в опасном сечении:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{\text{и}})^2 + 3\tau^2} \geq [\sigma'_p], \quad (14.1)$$

где  $\sigma_p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)}$  – нормальные напряжения растяжения;  $\sigma_{\text{и}}$  – наи-

большие нормальные напряжения изгиба в зоне  $A$ ,  $\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W} = \frac{M}{0,1D^3(1 - \frac{d^4}{D^4})}$ ;

$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2D^3(1 - \frac{d^4}{D^4})}$  – наибольшие касательные напряжения кручения;

$[\sigma'_p]$  – допускаемое напряжение для сварного шва (табл. 14.2).

Если  $\delta \ll D$ , то расчет ведут по упрощенным формулам:  $\sigma_p \cong \frac{F}{\pi d \delta}$ ;

$$\sigma_{\text{и}} \cong \frac{4M}{\pi d^2 \delta}; \quad \tau \cong \frac{2T}{\pi d^2 \delta}.$$

Таблица 14.2

**Допускаемые напряжения сварных швов при статическом нагружении**

Вид деформации, напряжение	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Сварка ручная дуговая электродами	
		Э42А, Э50А	Э42, Э50
Растяжение $[\sigma'_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,9[\sigma_p]$
Сжатие $[\sigma'_{\text{сж}}]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$
Срез $[\tau'_{\text{ср}}]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

При сварке плоских деталей стыковым швом (рис. 14.9) условие прочности принимает вид:

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta \cdot l_{\text{ш}}} \leq [\sigma'_p], \quad (14.2)$$

где  $l_{\text{ш}}$  – длина шва.

При проектном расчете из условия прочности (14.2) определяют длину стыкового шва при действии растягивающей силы:

$$l_{\text{ш}} = \frac{F}{\delta \cdot [\sigma'_p]}. \quad (14.3)$$

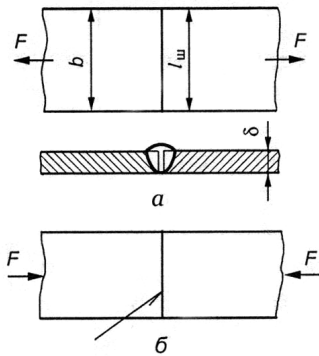


Рис. 14.9. К расчету стыкового сварного соединения: *a* – на растяжение; *б* – на сжатие

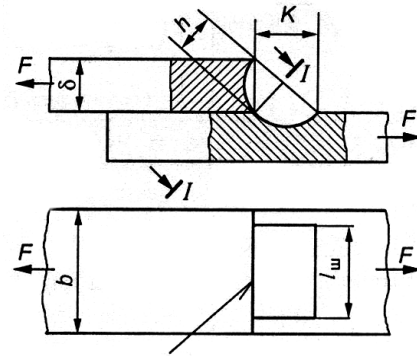


Рис. 14.10. К расчету нахлесточного сварного соединения (лобовой шов)

**Сварные соединения угловыми швами.** Угловые швы применяются в нахлесточных, тавровых и угловых соединениях (рис. 14.11), свариваемые кромки которых не имеют скосов.

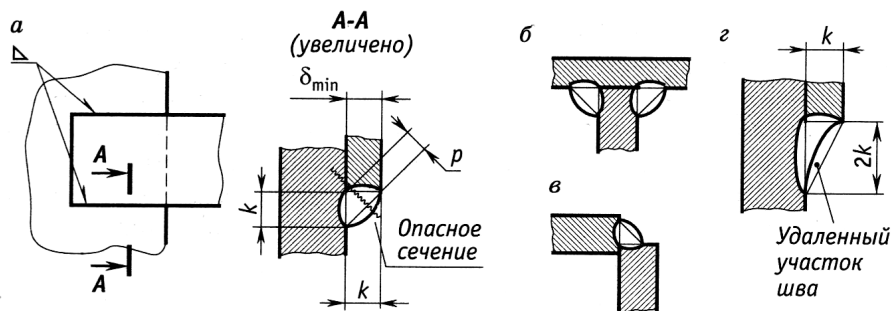


Рис. 14.11. Угловые швы в сварных соединениях:  
*a* – нахлесточное; *б* – тавровое; *в* – угловое; *г* – специальный шов

В зависимости от расположения сварных швов относительно действующих сил, в нахлесточном соединении различают лобовые, фланговые и комбинированные швы, являющиеся комбинацией лобовых и фланговых (рис. 14.10).

При статическом нагружении применяют угловые швы, имеющие в поперечном сечении прямоугольный треугольник с отношением катетов 1:1 (рис. 14.11, а). Для таких швов расчетная высота опасного сечения составляет  $p = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$ , т.к. лобовые и фланговые швы разрушаются по сечению, проходящему через биссектрису прямого угла. Катет углового шва определяют расчетом и затем округляют до целого значения. Минимальное значение катета силового сварного шва рекомендуется принимать  $k_{\min} \geq 3$  мм из-за возможности значительного уменьшения площади поперечного сечения шва вдоль его длины, вызванного непостоянством параметров сварочного процесса [5].

Для повышения усталостной прочности сварного соединения, выполненного лобовыми швами, рекомендуется применять швы с отношением катетов 1:2 (рис. 14.11, з). Такое отношение катетов швов обуславливает более плавный характер изменения силовых линий в области расположения сварного шва и, тем самым, снижается концентрация напряжений.

При действии центральной растягивающей силы  $F$  на сварное соединение, выполненное фланговыми швами № 2 (рис. 14.12, а), сила  $F$  передается с детали 1 на деталь 2 сварными швами, работающими на сдвиг.

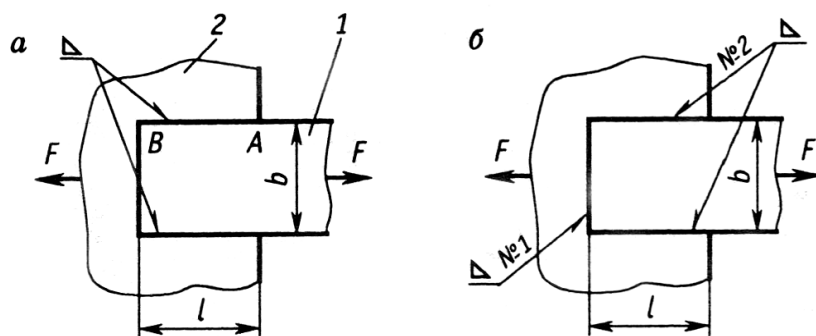


Рис. 14.12. Сварное нахлесточное соединение:  
а – фланговыми швами; б – комбинированными швами

В результате в поперечных сечениях от А к В детали 1 на длине  $l$  сила  $F$  плавно убывает, а вместе с ней убывают и неравномерные деформации растяжения детали 1. В связи с этим ограничивают максимальную длину фланговых швов и рекомендуемая длина  $l$

$$50k \geq l \geq 30 \text{ мм.} \quad (14.4)$$

В опасном сечении лобовых швов имеет место сложное напряженное состояние, а во фланговых швах действуют касательные напряжения, поэтому все угловые швы рассчитывают приближенно по касательным на-



пряжениям, равномерно распределенным по высоте опасного сечения. Для соединения комбинированными швами при действии силы  $F$  (рис. 14.12, б) условие статической прочности принимает вид

$$\tau_F = \frac{F}{A} \leq [\tau'], \quad (14.5)$$

где  $[\tau']$  – допускаемое касательное напряжение для угловых швов, принимаемое по табл. 14.2;  $A = pL$  – площадь опасного сечения;  $L = 2l + b$  – длина швов соединения.

При нагружении нахлесточных сварных соединений постоянным моментом  $T$  (рис. 14.13, а), действующим в плоскости стыка деталей, напряженное состояние угловых швов приближенно оценивают по максимальным касательным напряжениям в опасном сечении шва [5]:

$$\tau_{\max} = \frac{T \rho_{\max}}{I_p} \leq [\tau'], \quad (14.6)$$

где  $I_p$  – полярный момент инерции фигуры, образованной сечением шва (рис. 14.13, б);  $\rho_{\max}$  – максимальный радиус скручивания элементарной площадки  $dA$  сечения шва.

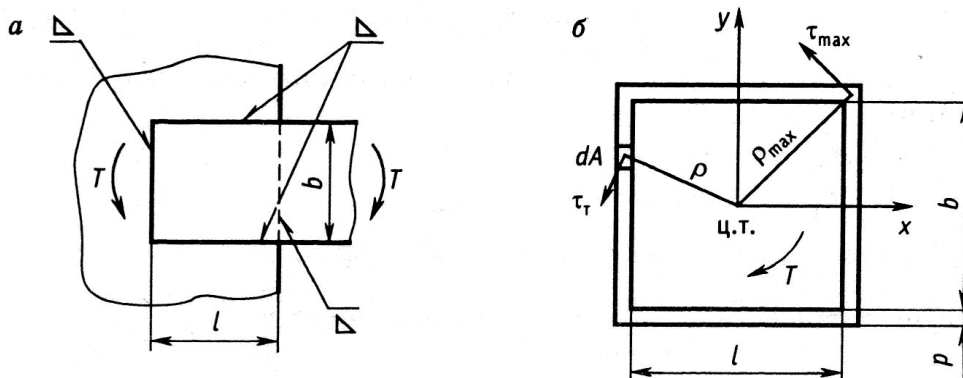


Рис. 14.13. Расчетные схемы нахлесточных сварных соединений, нагруженных в плоскости стыка моментом  $T$ : а – схема нагружения; б – опасное сечение шва

При переменном нагружении расчет сварных соединений проводят как проверочный [5] путем определения коэффициентов безопасности по пределу текучести  $S_T$  и по амплитудным напряжениям  $S_a$  и сравнения полученных значений с допускаемыми:

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} \geq [S_T], \quad (14.7)$$

$$S_a = \frac{\sigma_{\text{ап}} \sqrt[m]{\frac{N_G}{N}}}{\sigma_a} \geq [S_a], \quad (14.8)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести основного металла, принимаемый для малоуглеродистой стали  $\sigma_T = 240...260$  МПа, низколегированной стали  $\sigma_T = 420 - 480$  МПа, высокопрочной –  $\sigma_T = 600...680$  МПа;  $\sigma_{\text{max}}$  – максимальное напряжение цикла в расчетном сечении сварного соединения;  $\sigma_{\text{ап}}$  – предельное амплитудное напряжение для сварного соединения (табл. 14.3), соответствующее числу циклов  $N_G$  – абсциссе точки перегиба кривой усталости, принимают  $N_G = 2 \cdot 10^6$ ;  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений цикла нагружения в расчетном сечении;  $N$  – число циклов нагружения;  $[S]$  – допускаемое (минимальное) значение коэффициентов безопасности: по пределу текучести  $[S_T] = 1,2...2,5$  и по амплитудным напряжениям  $[S_a] = 1,5...3,0$ . Для ответственных сварных соединений, разрушение которых может привести к аварийной ситуации, коэффициенты безопасности повышают в 1,5...2 раза.

Таблица 14.3

**Показатели циклической прочности сварных соединений [5]**

Группа сварных соединений	$\sigma_{\text{ап}}, \text{МПа}$	$m$
Стыковые	74,0	9,0
Стыковые с накладками	26,0	3,0
Тавровые с угловыми швами без разделки кромок	26,0	3,0
Нахлесточные с лобовыми, косыми швами	37,5	3,5
Нахлесточные с фланговыми, комбинированными швами	26,0	3,0
С точечными швами	13,0	3,0

Применение стыковых швов предпочтительнее, т.к. они обладают невысокой концентрацией напряжений по сравнению с угловыми швами и особенно с точечной сваркой.

**Соединения с контактной сваркой.** Контактную стыковую сварку выполняют по торцам деталей, точечную и шовную по боковой поверхности тонкостенных конструкций. С помощью контактной стыковой сварки можно соединять детали с высокой точностью и обеспечить равнопрочность деталей и стыкового шва. Нахлесточные соединения тонколистовых конструкций выполняют с помощью контактной сварки.

Суммарная толщина  $\delta_{\Sigma}$  стальных соединяемых деталей, как правило, не превышает 10 мм (рис. 14.14). Диаметр сварной точки  $d_T$  (мм) принимают в зависимости от толщины соединяемых стальных деталей:

$$1,2\delta_{\min} + 4 \leq d_T \leq 1,5\delta_{\min} + 5, \quad (14.9)$$

где  $\delta_{\min}$  – минимальная толщина стального листа ( $\delta_{\min} \geq 2$  мм).

Рекомендуемое расстояние между точками (шаг сварных точек) при сварке двух элементов составляет  $P_0 \geq 3d_T$  и  $P_0 \geq 4d_T$  – при сварке трех элементов; расстояния от кромок (см. рис. 14.14)  $P_1 \geq 2d_T$  и  $P_2 \geq 1,5d_T$  [5, 26].

Соединение точечной сваркой обычно нагружено сдвигающей силой  $F$ ; при этом полагают ее равномерное распределение между всеми точками, число которых по линии действия силы не должно превышать пяти [5]. Условие статической прочности на срез сварной точки имеет вид

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_T^2 i z} \leq [\tau'], \quad (14.10)$$

где  $i$  – число плоскостей среза (см. на рис. 14.14  $i = 2$ );  $z$  – число сварных точек.

При нагружении сварного точечного шва циклической нагрузкой эффективный коэффициент концентрации напряжений швов низколегированных сталей в среднем равен  $k_{\sigma} = 7,5$ .

Шовную сварку применяют для герметичного соединения тонкостенных деталей  $\delta \leq 3$  мм. Условие статической прочности шва на срез для шовной сварки

$$\tau = \frac{F}{la} \leq [\tau'], \quad (14.11)$$

где  $l$  – длина шва;  $a \approx 2\delta$  – ширина шва (рис. 14.15).

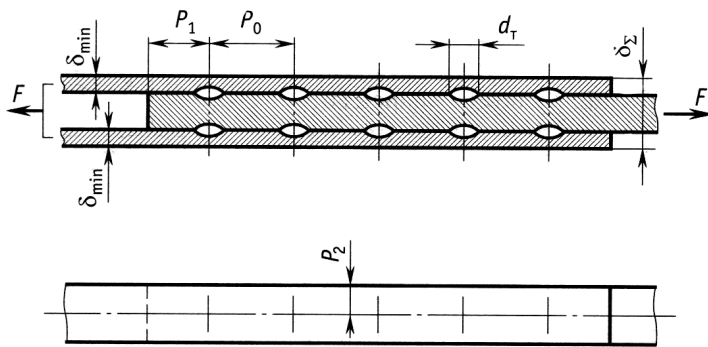


Рис. 14.14. Сварные соединения с точечными швами

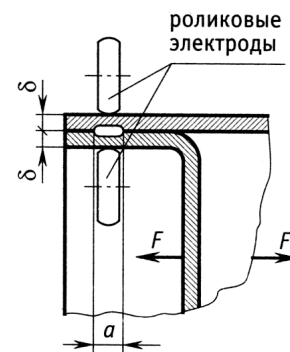


Рис. 14.15. Соединение шовной сваркой

Прочность точечных и роликовых швов можно значительно повысить обжатием точек и накатыванием роликовых швов под давлением, несколько превышающим предел текучести материала.

#### **14.4. Правила конструирования сварных соединений**

При конструировании сварных соединений следует придерживаться следующих правил [44]:

- обеспечивать удобный подход электродов к сварному шву;
- применять наиболее простые и производительные способы сварки;
- избегать совмещения швов, сводить к минимуму количество наплавляемого металла;
- избегать сварки массивных деталей с тонкими; придавать свариваемым кромкам примерно одинаковое сечение;
- предусматривать взаимную фиксацию соединяемых деталей с целью устранения сварочных приспособлений;
- избегать трудоемкой разделки кромок; сварочные ванны образовывать путем смещения свариваемых деталей;
- унифицировать заготовки;
- при сварке тонкостенных материалов применять гнутые и штампованные элементы, увеличивающие жесткость конструкции;
- отдалять обработанные поверхности от сварной зоны; точные поверхности обрабатывать после сварки;
- при сварке деталей различного сечения предусматривать тепловые буфера, предупреждающие возникновение термических напряжений;
- при сварке замкнутых полостей предупреждать коробление стенок в результате образования вакуума при остывании;
- не соединять сваркой детали, закаленные или подвергнутые химико-термической обработке.

## Тема 15. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ И ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 15.1. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения в недалеком прошлом были основным видом неразъемных соединений. Однако в настоящее время они почти полностью вытеснены сварными соединениями и применяются только там, где недопустим нагрев деталей, или при соединении несвариваемых деталей. В заклепочных соединениях нагрузка передается за счет сцепления соединяемых деталей с помощью заклепок и сил трения между ними.

Заклепочные соединения разделяют на:

- *силовые*, используемые преимущественно в металлических конструкциях машин, в строительных сооружениях;
- *плотные*, используемые в котлах и трубах, работающих под давлением.

Заклепочное соединение осуществляется с помощью стержней-заклепок, представляющих собой специальные цилиндрические заготовки из пластических материалов (Ст 2, Ст 3, сталь 10, 15, латунь, медь, алюминий и др.), имеющие одну заранее изготовленную (закладную) головку, вторая замыкающая головка образуется в процессе клепки (рис. 15.1). В зависимости от конструкции соединения применяют различные виды заклепок: *со сплошным стержнем* (рис. 15.1, а, б, в); *полупустотелые* (рис. 15.1, г, д, е); *пустотелые* (рис. 15.1, ж, з, и).

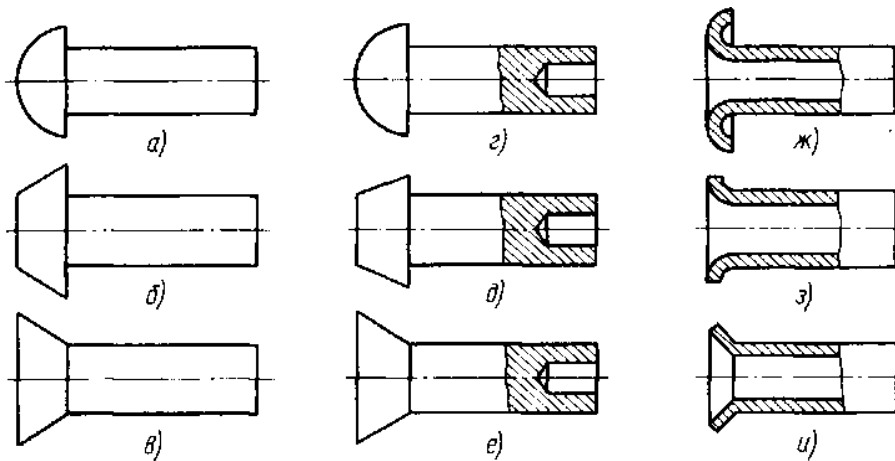


Рис. 15.1. Виды стандартных стальных заклепок: а – со сплошным стержнем с полукруглой головкой; б – со сплошным стержнем с плоской головкой; в – со сплошным стержнем с потайной головкой; г – полупустотелая с полукруглой головкой; д – полупустотелая с плоской головкой; е – полупустотелая с потайной головкой; ж – пустотелая с круглой головкой; з – пустотелая с плоской головкой; и – пустотелая с потайной головкой

На рисунке 15.2 приведены наиболее употребительные формы и соотношения размеров головок заклепок.

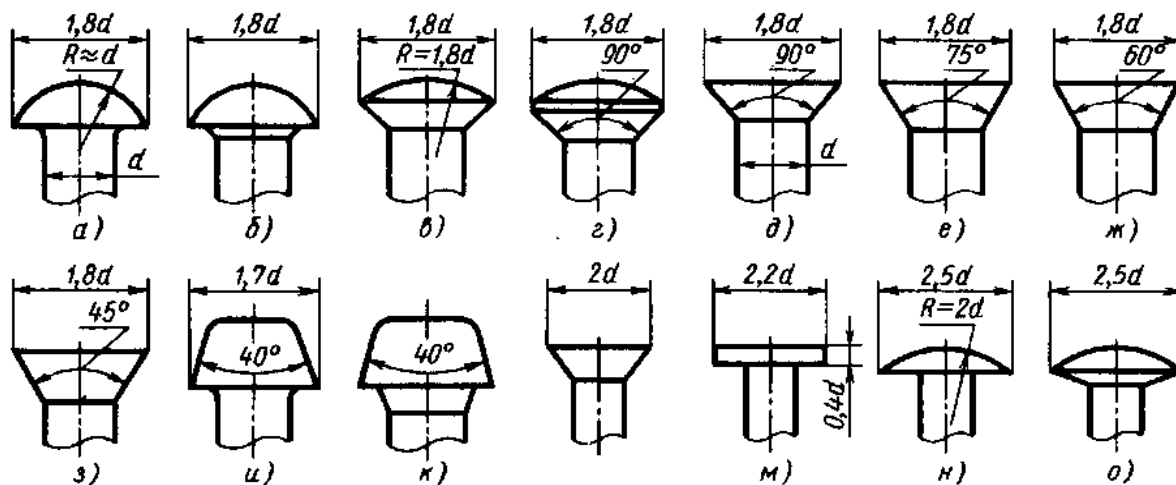


Рис. 15.2. Формы и соотношения размеров головок заклепок:

*a, б* – со сферической поверхностью; *в, з* – потайные со слабосферической поверхностью; *д, з* – потайные с плоской поверхностью; *и, к* – обратноконические повышенные; *л – о* – мелкие для цветных металлов

Заклепки со сплошным стержнем применяются, в основном, в силовых и плотных швах; полупустотелые и пустотелые – в соединениях тонких листов и неметаллических деталей.

Заклепочные соединения по конструкции разделяют на соединения внахлестку (рис. 15.3, *a*), соединения с одной накладкой (рис. 15.3, *б*) и соединения с двумя накладками (рис. 15.3, *в*).

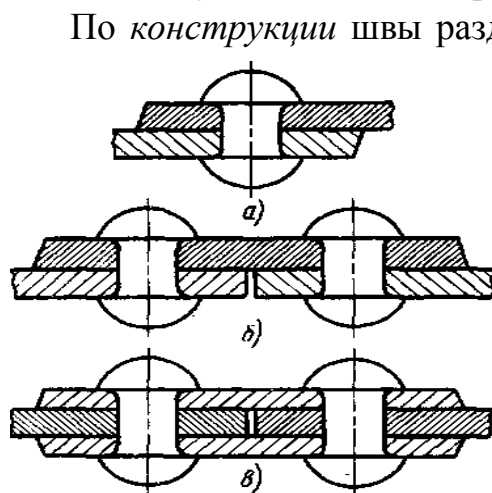


Рис. 15.3. Основные типы заклепочных соединений: *a* – внахлестку; *б* – с одной накладкой; *в* – с двумя накладками

По конструкции швы разделяются на однорядные и многорядные с цепным (рис. 15.4, *a*) или шахматным (рис. 15.4, *б*) расположением заклепок, а также в зависимости от плоскостей среза на одно- и многосрезные. При проектировании пространственных конструкций с целью предупреждения появления сдвигающих моментов необходимо стремиться так располагать элементы, чтобы их оси пересекались в одной точке (рис. 15.4, *в*).

Диаметр заклепок  $d$  в односрезных силовых соединениях выби-

рают равным  $(1,8...2)\delta$ , в двухсрезной  $(1,2...1,8)\delta$ , где  $\delta$  – толщины соединяемых элементов; большие значения – при малых  $\delta$ .

Минимальный шаг размещения заклепок определяется удобством клепки, максимальный – условиями плотного соприкосновения листов и зависит от жесткости соединяемых элементов.

Обычно шаг  $t$  в однорядном односрезном соединении равен  $3d$ , в двухсрезном –  $3,5d$ , при шахматном расположении –  $2,5d$ , в двухрядных соединениях в 1,5 раза больше ( $d$  – диаметр стержня заклепки).

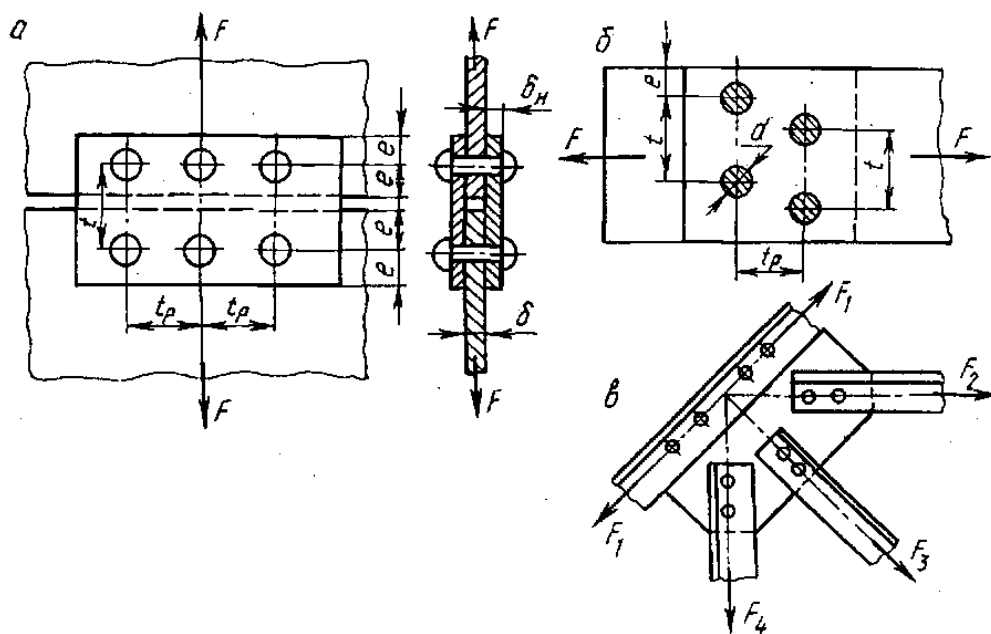


Рис. 15.4. Конструкции заклепочных швов; а – многорядные с цепным расположением; б – многорядные с шахматным расположением; в – пространственные

Горячую клепку применяют в силовых и прочноплотных соединениях при диаметре заклепок более 8...10 мм. Заклепки меньшего диаметра устанавливают по большей части в холодную.

**Расчет заклепочных соединений.** В соответствии с обычными условиями работы заклепочных соединений основными нагрузками для них являются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали одну относительно другой. При нагружении заклепочного соединения продольными силами нагрузка передается силами трения, которые соответствуют условному напряжению заклепки на срез 80...90 МПа. Затем в работе начинает принимать участие тело заклепки, подвергаясь изгибу, смятию и сдвигу [25].

Расчет заклепок в соединении, находящемся под действием продольной нагрузки, сводится по форме к расчету их на срез. Трение в стыке учитывают при выборе допускаемых напряжений среза. При центральном действии нагрузки предполагается равномерное распределение сил между заклепками.

В заклепочном соединении (см. рис. 15.3, а), допустимая нагрузка  $F_1$ , отнесенная к одной заклепке, рассчитывается по формуле

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} i [\tau]_{\text{ср}}, \quad (15.1)$$

где  $[\tau]_{\text{ср}}$  – условное допускаемое напряжение заклепки на срез;  $i$  – число срезов.

При центрально действующей нагрузке  $F$  необходимое число заклепок

$$z = \frac{F}{F_1}. \quad (15.2)$$

Заклепки на смятие в односрезном или двухсрезном силовом соединении проверяют по формуле

$$F_1 \leq [\sigma]_{\text{см}} \delta d, \quad (15.3)$$

где  $\delta$  — толщина стенки соединяемых деталей.

Проверка на смятие плотных соединений не нужна, так как в них вся продольная нагрузка воспринимается силами трения в стыке.

Соединяемые элементы проверяют на прочность в сечениях, ослабленных заклепками:

$$\sigma = \frac{F}{A_o} \leq [\sigma]_p, \quad (15.4)$$

где  $A_o$  – площадь сечения элементов с учетом ослабления диаметрами заклепок.

Допускаемое напряжение для соединений стальных деталей заклепками из Ст2 и Ст 3 при расчете по основным нагрузкам: на срез заклепок  $[\tau]_{\text{ср}} = 140$  МПа и на смятие  $[\sigma]_{\text{см}} = 280 \dots 320$  МПа, на растяжение соединяемых элементов из стали Ст 3  $[\sigma]_p = 160$  МПа. При холодной клепке допускаемые напряжения в заклепках снижают на 30 %.

**Правила конструирования.** Отверстия под заклепки в склепываемых деталях следует обрабатывать совместно. Несовпадение отверстий резко ослабляет заклепку.



В ответственных соединениях необходимо подвергать отверстия совместному развевтыванию и устанавливать заклепку с натягом.

Следует избегать расположения заклепок в тесных местах. Вокруг заклепок должно быть оставлено место, достаточное для подвода клепального инструмента. Расстояние  $e$  (рис. 15.4,  $a$ ) оси заклепки от ближайших вертикальных стенок и других элементов конструкции, мешающих подводу клепального инструмента, должно быть не менее  $(2 \dots 2,5)d$  при пневматическом клепании и  $(1,5 \dots 2)d$  при гидравлическом клепании. Минимальное расстояние от кромки  $e = 1,7d$ . В особенности важно обеспечить свободный подход к замыкающей головке. При склепывании профилей замыкающую головку надо выносить на открытое место.

В смежных заклепочных швах с параллельным или перпендикулярным взаиморасположением осей заклепок целесообразно для облегчения клепания располагать заклепки в шахматном порядке.

Расстояние осей заклепок от крайних кромок склепываемых деталей следует делать минимальным во избежание применения громоздкого клепального инструмента с большим вылетом. Так, при соединении днищ цилиндрических резервуаров с обечайками целесообразно применять днища с отбортовкой наружу, а не внутрь, хотя это соединение менее выгодно по прочности.

При установке заклепок на наклонных поверхностях нужно применять горячее клепание с полным прогревом всей заклепки, делать плоские выборки на наклонных поверхностях или ставить заклепки впотай. То же правило относится к заклепкам, устанавливаемым на цилиндрических поверхностях.

При холодном склепывании деталей, нуждающихся в сохранении точных размеров, следует учитывать возможность деформации стенок под действием сил склепывания (в особенности при заклепках с потайными головками). Во избежание деформации склепываемых деталей такие заклепки целесообразно осаживать нормированным гидравлическим усилием [44].

## 15.2. Штифтовые соединения

*Штифты* в основном предназначены для точного взаимного фиксирования деталей, а также для передачи относительно небольших нагрузок. Штифты как крепежные детали имеют ограниченное применение. Их используют для слабонагруженных соединений, преимущественно для крепления насадных деталей на валах, а также осей в корпусах. Недостатками таких соединений являются ослабление вала отверстием под штифт, низкая прочность соединения на срез, отсутствие затяжки соединения и нетехнологичность.

Установочные штифты применяют в случаях, когда необходимо точно зафиксировать положение одной детали относительно другой, а также для восприятия поперечных сил, действующих в плоскости разъема двух деталей.

По форме штифты можно разделить на: *цилиндрические* (рис. 15.5, а, б), *конические* (рис. 15.5, в, г, д), *цилиндрические пружинные разрезные* (рис. 15.5, е), *просеченные цилиндрические, конические* и др. (рис. 15.5, ж...к). Гладкие штифты изготовляют из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные – из пружинной стали.

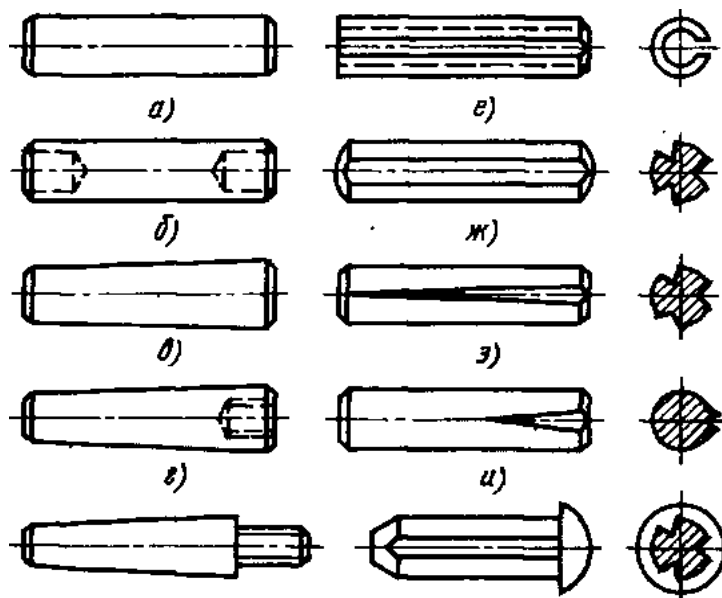


Рис. 15.5. Основные типы штифтов

Цилиндрические штифты в отверстия ставят с натягом, они удерживаются от выпадания силами трения (рис. 15.6, а), а иногда концы штифтов расклепывают (рис. 15.5, б). Для постоянного прочного соединения обе детали сверлят и развертывают совместно под один размер. Для возможности разборки без выколачивания штифтов в соединениях на плоскости дополнительно развертываются отверстия в одной детали. Конические штифты выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей надежное самоторможение и центрирование деталей.

Основные виды конических штифтов:

- простые, забиваемые в отверстия (рис. 15.5, в и 15.6, б), применяемые в сквозных отверстиях при возможности выбивания другой стороны;
- с резьбой для извлечения при разборке (рис. 15.6, в, г), применяемые при установке в глухие отверстия.

В соединениях, подверженных толчкам и ударам, и в соединениях быстровращающихся деталей конические штифты необходимо специально предохранять от ослабления натяга и выпадания. Для этого их выполняют с резьбой и разведением концов или в виде призонных болтов (рис. 15.6, д) [25].

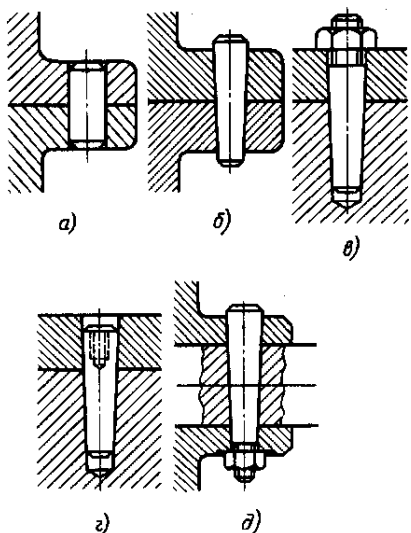


Рис. 15.6. Гладкие штифты

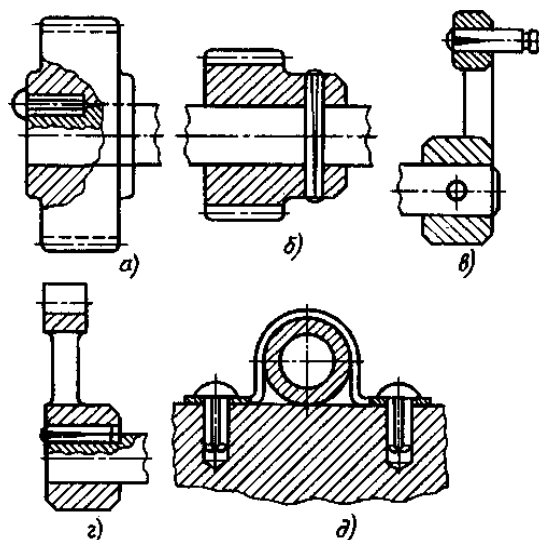


Рис. 15.7. Штифты с канавками

Конические штифты в основном применяют:

- в соединениях деталей по плоскостям, стягиваемым крепежными винтами;
- в соединениях по цилиндрическим и коническим поверхностям вал-ступица.

В соединениях деталей по плоскости применяют обычно по два штифта и осуществляют фиксацию, тогда как основная нагрузка воспринимается силами трения в стыке, создаваемыми затяжкой винтов. В соединениях деталей по цилиндрическим и коническим поверхностям при небольших нагрузках штифты заменяют шпонки.

Пружинные штифты (см. рис. 15.5, е) вальцуют из ленты и закаливают. Ввиду податливости их можно устанавливать в отверстия с большими допусками, обеспечивая надежное сцепление даже при ударной нагрузке и сохранение силы сцепления после многократной сборки и разборки. Толщину ленты выбирают равной  $(0,05...0,1)d$ , натяг  $(0,015...0,025)d$  ( $d$  – диаметр штифта).

Штифты с канавками (см. рис. 15.5, ж...к) не требуют развертывания отверстий; штифты надежно удерживаются в них без дополнительных средств закрепления. При забивании штифтов в отверстия выдавленный ранее из канавок материал упруго деформируется в обратном направлении. Таким образом, создаются повышенные местные давления, что повышает прочность сцепления.

Штифты с канавками применяют преимущественно для передачи нагрузки, а также в качестве шпонок (рис. 15.7, а, г), обычных штифтов (рис. 15.7, б), мелких осей (рис. 15.7, в), гвоздей (рис. 15.7, д).

Штифты с канавками рассчитывают так же, как гладкие, но с коэффициентом ослабления, равным 1,3...1,5.

В соединения, подверженные высоким сдвигающим нагрузкам, вводят специальные установочные элементы, работающие на срез и смятие, и разгружающие крепежные болты от изгиба, которые делят на три класса: установочные пальцы, призонные болты и установочные втулки в сочетании с болтами [44].

## Тема 16. ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединения пайкой и склеиванием начали применяться значительно раньше сварных, так как они осуществляются без расплавления металла соединяемых деталей. Связь между элементами в этих соединениях обеспечивается силами молекулярного взаимодействия металла соединяемых деталей с материалом припоя или клея.

По конструкции паяные и клеевые соединения аналогичны сварным соединениям (рис. 16.1).

### 16.1. Паяные соединения

Особенностью паяных соединений является то, что в результате смачивания поверхностей расплавленным припоем после затвердения образуется сплав, свойства которого существенно отличаются от свойств припоя.

С помощью пайки соединяют как однородные, так и разнородные материалы (черные и цветные металлы и сплавы, стекло, керамика, графит и др.). Паяные соединения успешно применяются во многих отраслях машиностроения (авиация, приборостроение, автомобилестроение и др.). В последнее время они вытесняют другие виды соединений благодаря легкой автоматизации и механизации технологического процесса [10].

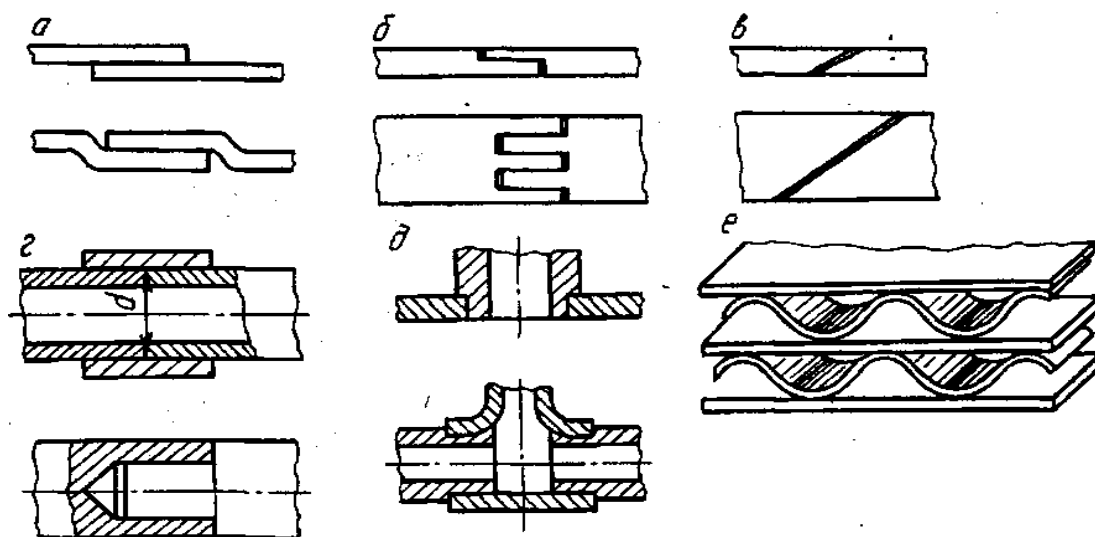


Рис. 16.1. Паяные соединения:

- a* – нахлесточное; *б* – ступенчатое и гребенчатое;
- в* – косостычковое; *г* – соединение труб и стержней;
- д* – соединение труб и полос; *е* – сотовое соединение

Применение пайки вместо сварных и клепаных соединений повышает производительность, снижает массу и стоимость конструкций. Наиболее производительна пайка сотовых конструкций (рис. 16.1, *e*) погружением в ванну с расплавленным припоем, а также пайка в специальных печах с восстановительной газовой средой, пайка токами высокой частоты и др.

Прочность паяных соединений зависит от марки припоев, в качестве которых используют оловянно-свинцовые (ПОС 30, ПОС 40, ПОС 50, ПОС 61) и серебряные (ПСр 40, ПСр 45, ПСр 72), а также конструкции соединения. Наибольшей прочностью обладают ступенчатые, гребенчатые и косостыковые соединения. Однако они требуют сложной предварительной подготовки поверхностей.

Одним из недостатков пайки, ограничивающим ее применение для соединения крупногабаритных деталей, является необходимость соблюдения малых и равномерно распределенных зазоров, что связано с более точной механической обработкой соединяемых деталей.

Расчет прочности паяных соединений аналогичен расчету сварных соединений. Допускаемые напряжения паяных соединений зависят не только от состава припоя, но и материала соединяемых деталей.

Применяют многообразные способы пайки: паяльником с периодическим подогревом или с непрерывным подогревом газом, жидким топливом или электрическим подогревом; газопламенными горелками; электронагревом (преимущественно электросопротивлением); в жидких средах; печах; специальные.

Наиболее проста пайка паяльником; наиболее производительны пайки в жидких средах и в печах.

Обозначение паяных соединений по ГОСТ 2.313-82 (рис. 16.2):

- А – знак паяного соединения;
- Б – вспомогательный знак расположения шва по контуру О (при необходимости);
- В – обозначение шва по ГОСТ 19249-73 (обозначение типа шва; размеры шва – толщина слоя припоя, ширина и длина в миллиметрах, разделенные знаками «Х»);
- Г – обозначение материала припоя.

Если размеры соединения, включая толщину слоя припоя, обусловленную зазором между деталями, нанесены на чертеж, размеры шва не проставляются [53]. Зоны  $B'$  и  $\Gamma'$  используются в случаях, когда лицевая сторона невидима на чертеже.

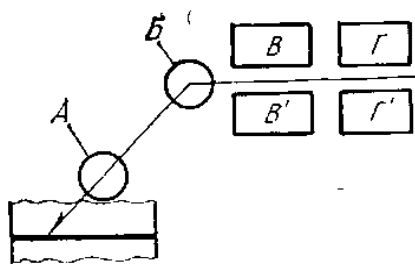


Рис. 16.2. Структура обозначения паяного соединения

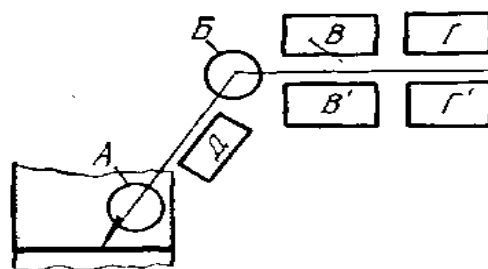


Рис. 16.3. Структура обозначения клеевого соединения

## 16.2. Клеевые соединения

*Склеивание* – один из эффективных способов соединения конструкционных материалов. Соединение осуществляется за счет сил сцепления в процессе затвердевания жидкого клея. Прочность клеевых соединений в основном зависит от материала и конструкции склеиваемых деталей, качества подготовки поверхностей к склеиванию, правильности выбора марки клея, технологии склеивания (выдержка при соответствующем давлении, температуре и др.).

Сопрягаемые поверхности склеиваемых деталей должны быть хорошо подогнаны одна к другой, не иметь заусенцев и забоин, а шероховатость их должна быть не менее  $R_a = 6,3...1,6$  мкм (шероховатость увеличивает поверхность склеивания). Перед склеиванием эти поверхности тщательно обезжиривают органическими растворителями (бензин, ацетон и др.) или водным щелочным раствором [6].

В зависимости от склеиваемых материалов и условий работы (характер нагрузки, температура и др.) применяют различные марки клея, например, клей универсальный БФ-2 или БФ-4 (для склеивания стали, алюминиевых и медных сплавов, стекла, пластмасс, кожи как между собой, так и в любом их сочетании); клей 88 (для склеивания металлов и неметаллов, дюралюминия с кожей и резиной, дерева с резиной и других материалов); клеевые композиции на основе эпоксидной смолы ЭД-20 (для склеивания и герметизации неразъемных соединений из стали, алюминия, керамики, стекла и других материалов, обеспечивая термостойкое соединение) и др. Толщина клеевой прослойки рекомендуется в пределах 0,05...0,15 мм. Большая толщина прослойки в большинстве случаев снижает прочность соединения.

*Достоинства:* возможность соединения деталей из разнородных материалов, в том числе и деталей, не поддающихся сварке; герметичность; высокая коррозионная стойкость; хорошее сопротивление усталости.

*Недостатки:* сравнительно низкая прочность и особенно при неравномерном отрыве (отдире); низкая теплостойкость (достаточная прочность сохраняется до температуры 250 °С); снижение прочности некоторых клеевых соединений с течением времени.

Клеевые соединения применяют в электропромышленности, авиации, мостостроении, станкостроении и т. д. Наибольшее распространение имеют соединения листового материала и тонкостенные клеевые конструкции. Их успешно используют для уплотнения и стопорения резьбовых соединений, при этом повышается надежность работы и отпадает необходимость в стопорных деталях.

Для особо прочных соединений, испытывающих произвольную нагрузку, включая неравномерный отрыв, и вибрационную нагрузку, применяют комбинированные соединения: клеесварные, клеезаклепочные и клеерезьбовые.

**Расчет на прочность** клеевых соединений аналогичен расчету сварных соединений. Обычно размер клеевого шва назначают в зависимости от размеров соединяемых деталей и расчет шва на прочность клеевого шва нахлесточного соединения производят по формуле

$$\tau'_c = \frac{F}{bl} \leq [\tau'_c], \quad (16.1)$$

где  $\tau'_c$  – расчетное напряжение на срез в клеевом шве;  $b$  и  $l$  – ширина и длина клеевого шва соответственно. Допускаемое напряжение на срез шва для клея БФ-2  $[\tau'_c] = 15...20 \text{ Н/мм}^2$ , для клея БФ-4  $[\tau'_c] = 25...30 \text{ Н/мм}^2$ .

Обозначение клеевых соединений по ГОСТ 2.313-82 (рис. 16.3):

- А – знак клеевого соединения – К;
- Б – дополнительный знак – указание по контуру О (при необходимости);
- В – размеры клеевого соединения – толщина слоя, ширина и длина шва, разделенные знаком «Х» (при необходимости);
- Г – марка клея;
- Д – обозначение шероховатости поверхности кромок (при необходимости).

## Тема 17. ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ И ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Для передачи вращения от вала к ступице зубчатого колеса, звездочки, шкива и других соосных деталей широко используются соединения зацеплением (шпоночные, шлицевые, профильные и др.), в которых передача нагрузки осуществляется за счет силового замыкания деталей через шпонки, шлицы, зубья и другие подобные детали. Благодаря этому соединения являются разъемными, осуществляют фиксацию деталей в окружном направлении и допускают осевое взаимное смещение деталей в процессе работы.

### 17.1. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения применяют для передачи вращающего момента между валом и ступицей (например, ступицей зубчатого колеса, шкива, маховика и т. п.) с помощью специальной детали – шпонки (рис. 17.1, а). Шпоночные соединения подразделяют на *ненапряженные*, осуществляемые призматическими или сегментными шпонками (рис. 17.1, б, в) и *напряженные*, осуществляемые клиновыми (рис. 17.1, г) шпонками.

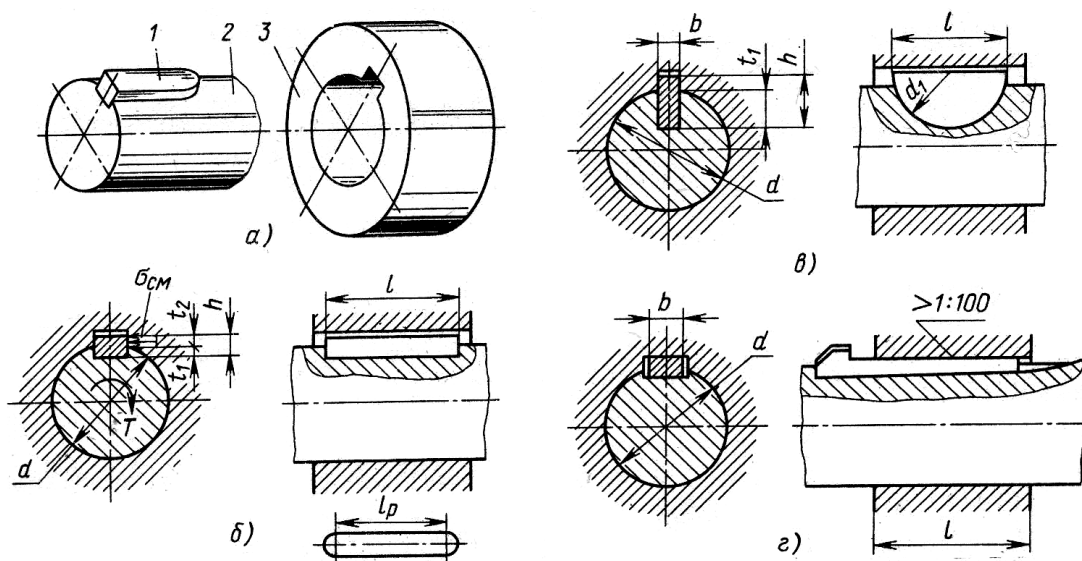


Рис. 17.1. Шпоночные соединения: а – соединяемые детали; б – соединение призматической шпонкой; в – соединение сегментной шпонкой; г – соединение клиновой шпонкой

Различают *неподвижные* и *подвижные* шпоночные соединения. В неподвижных соединениях ступица не может перемещаться по валу в осевом направлении, у подвижных соединений ступица может перемещаться по ва-



лу во время работы. Длинные направляющие шпонки крепят к валу винтами. В машиностроении основное распространение имеют ненапряженные неподвижные шпоночные соединения как более простые в изготовлении. В напряженных шпоночных соединениях используют клиновые шпонки, вызывающие небольшое радиальное смещение ступицы относительно вала.

Соединения призматическими шпонками (см. рис. 17.1, б) имеют наибольшее распространение. Стандартизованы обыкновенные и высокие призматические шпонки. Последние обладают повышенной несущей способностью, их применяют, когда закрепляемые детали (ступицы) имеют малую длину. Момент передается узкими боковыми гранями шпонок.

По форме торцов различают шпонки трех исполнений: 1, 2 и 3 (рис. 17.2). Шпонки с закругленными торцами (исполнение 1) обычно размещают на валу в пазах, обработанных концевой фрезой (рис. 17.2, а); плоские торцы шпонок (исполнения 2 и 3) помещают вблизи деталей (концевые шайбы, кольца и т.д.), препятствующих осевому перемещению шпонок (рис. 17.2, б). Пазы обрабатывают дисковой фрезой, что технологичней и дает меньшую концентрацию напряжений у вала [6].

Для разных ступеней одного и того же вала рекомендуется назначать одинаковые шпонки по сечению исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз. Для предохранения от осевого смещения деталей, закрепленных на валу призматическими шпонками, применяют распорные втулки, установочные винты и др.

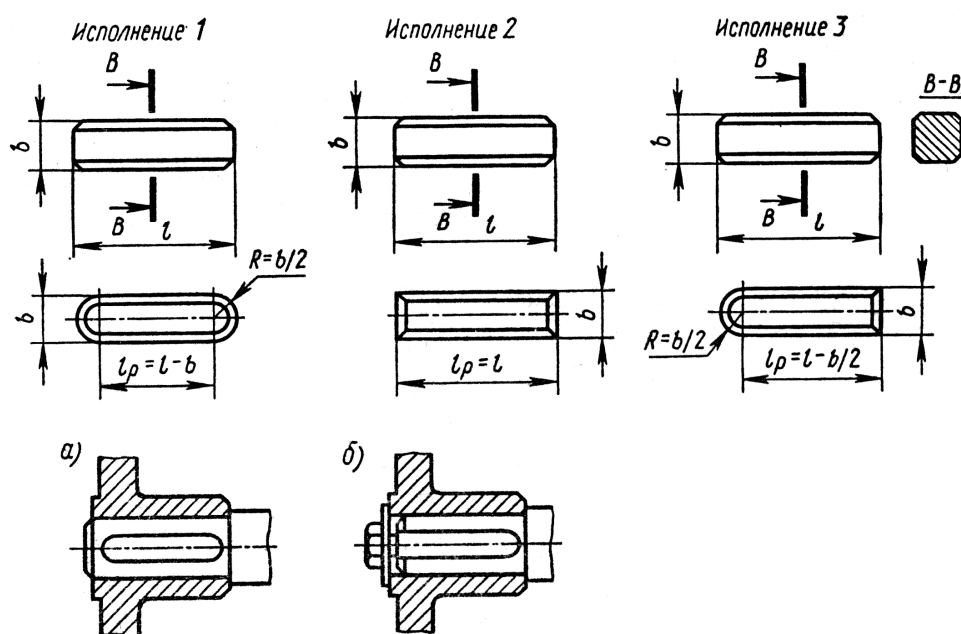


Рис. 17.2. Конструктивные параметры призматических шпонок различного исполнения

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу используют в подвижных в осевом направлении соединениях. Эти шпонки отличаются от обыкновенных большей длиной.

Призматические шпонки стандартизированы (ГОСТ 23360-78).

Соединения сегментными шпонками (см. рис. 17.1, в) являются разновидностью соединений призматическими шпонками. Сегментные шпонки (пластины в виде сегмента), так же как и призматические, работают боковыми гранями. Эти шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляются в паз), они взаимозаменяемы. Глубокая посадка шпонки предохраняет ее от выворачивания под нагрузкой. Однако глубокий паз существенно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют для передачи небольших вращающих моментов или лишь для фиксации элементов соединения.

Соединения клиновыми шпонками (см. рис. 17.1, г). Клиновые шпонки представляют собой односкосные самотормозящие клинья с уклоном 1:100, которые ударами молотка забивают в пазы вала и ступицы. При этом создается напряженное соединение, передающее как вращающий момент, так и осевую силу и препятствующее относительному смещению детали вдоль вала. Рабочими поверхностями клиновых шпонок являются верхняя и нижняя широкие грани. По боковым граням имеется зазор. При запрессовке клиновой шпонки происходит радиальное смещение ступицы по отношению к валу и перекос детали, что является причиной ее торцового биения. Из-за этих недостатков, а также из-за трудности обработки паза в ступице с уклоном, равным уклону шпонки, применение клиновых шпонок ограничено. Применяют в тихоходных передачах.

*Достоинства* соединений: простота конструкции и низкая стоимость.

*Недостатки*: вал и ступица ослаблены шпоночными пазами, в зоне которых возникает концентрация напряжений, что снижает усталостную прочность деталей соединений; трудно обеспечить взаимозаменяемость соединения из-за необходимости ручной подгонки шпонки по пазу; ненадежная работа соединения при ударных, реверсивных и циклических нагрузках.

Ширину  $b$  и высоту  $h$  обыкновенных призматических шпонок выбирают в зависимости от посадочного диаметра вала. Концы шпонок могут быть плоскими (рис. 17.3, а) или скругленными (рис. 17.3, б). Глубина врезания шпонки в ступицу  $k \approx 0,4h$ . Призматические шпонки вставляют в паз вала по посадке с натягом, а в паз ступицы по посадке с зазором.

Предпочтительно изготовление шпоночного паза в валу дисковой фрезой (рис. 17.3, а), при этом достигается высокая точность выполнения

шпоночного паза, концентрация напряжения меньше; менее точно и дольше изготавливают паз в валу концевой (пальцевой) фрезой. Пазы в ступице выполняют долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой.

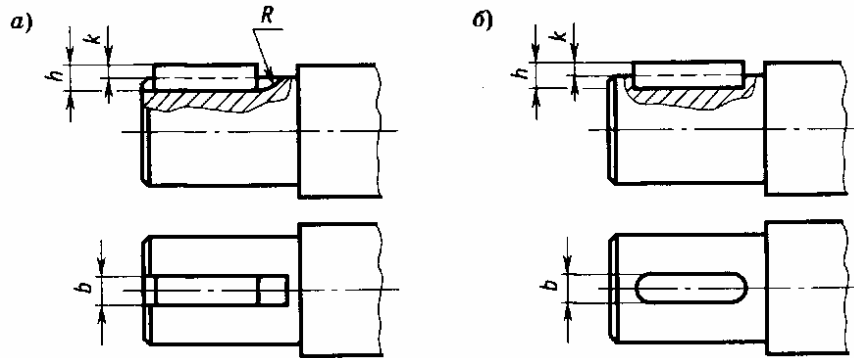


Рис. 17.3. Шпоночные пазы в валу, изготовленные дисковой (а) и пальцевой (б) фрезами

Действующий на соединение вращающий момент  $T$  вызывает напряжения среза  $\tau_{ср}$  в шпонке по сечению А–А (рис. 17.4) и напряжения смятия  $\sigma_{см}$  на боковых гранях шпонки и паза. Так как размеры сечения шпонок и глубина врезания шпонок в вал и в ступицу обеспечивают равнопрочность соединения, то при расчетах определяют только напряжения смятия [5].

При расчете приближенно принимают, что напряжения смятия распределены равномерно по поверхности контакта боковых граней шпонок и шпоночных пазов, а плечо равнодействующей этих напряжений приближенно принимают равным  $0,5d$  ( $d$  – диаметр вала). Давлением на рабочих поверхностях, возникающим при посадке шпонок в паз вала с натягом, пренебрегают. При этих упрощениях напряжения смятия на рабочих гранях шпонки или паза

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p k} \leq [\sigma]_{см}, \quad (17.1)$$

где  $T$  – вращающий момент, Н·м;  $d$  – посадочный диаметр вала, мм;  $l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;  $k$  – глубина врезания шпонки в ступицу, мм;

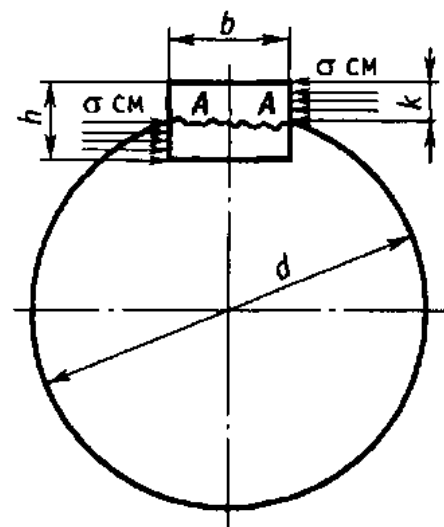


Рис. 17.4. Расчетная схема соединения с призматической шпонкой

$[\sigma]_{\text{см}} = \frac{\sigma_T}{S}$  – допускаемые напряжения смятия, МПа;  $\sigma_T$  – предел текучести;  $S$  – коэффициент безопасности. При нереверсивной плавной нагрузке принимают  $S = 1,9 \dots 2,3$ , а при частых пусках и остановках  $S = 2,9 \dots 3,5$  (при реверсивной нагрузке коэффициент безопасности повышают на 30 %). Если вал и ступица выполнены из стали, а шпонка — из часто применяемой чистотянутой стали 45, то принимают  $\sigma_T = 350$  МПа. Если ступица выполнена из серого чугуна СЧ20, а вал и шпонка стальные, то принимают  $\sigma_T = 130$  МПа.

Размеры сечений шпонки (ширину  $b$  и высоту  $h$ ) выбирают в зависимости от диаметра  $d$  вала по ГОСТ 23360-78 (табл. 17.1). Длину шпонки конструктивно принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы и согласовывают со стандартом (длины шпонок  $l$  выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ... 500 мм).

Таблица 17.1

**Размеры сечений призматической шпонки**

Диаметр вала $d$ , мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	$b$	$h$	вала $t_1$	ступицы $t_2$
	Размеры, мм			
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0
Свыше 8 до 10	3	3	1,8	1,4
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8
» 12 » 17	5	5	3,0	2,3
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8
» 22 » 30	8	7	4,0	3,3
» 30 » 38	10	8	5,0	3,3
» 38 » 44	12	8	5,0	3,3
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	6,0	4,3
» 58 » 65	18	11	7,0	4,4

Размеры сечений сегментных шпонок (см. рис. 17.1, в) ширину  $b$ , высоту  $h$ , длину шпонку  $l$  и глубину паза вала  $t_1$  выбирают в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 24071-80.

Сегментные шпонки, так же как и призматические, проверяются на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h - t_1)l} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (17.2)$$

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют и на срез [6]. Условие прочности шпонки на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T \cdot 10^3}{dbl} \leq [\tau]_{\text{ср}}. \quad (17.3)$$

Если расчетное напряжение превышает допустимое более чем на 5 %, то применяют две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом 180°, сегментные – вдоль вала в одном пазу ступицы [6, 44]. Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал и ступицу, а также связана с технологическими затруднениями. В таких случаях шпонки заменяют шлицевыми соединениями.

## 17.2. Шлицевые соединения

*Шлицевые соединения вал-ступица* (рис. 17.5) представляют собой соединения, образуемые выступами – зубьями на валу, входящими во впадины-шлицы соответствующей формы в ступице. Эти соединения можно представить как многошпоночные, у которых шпонки выполнены за одно целое с валом.

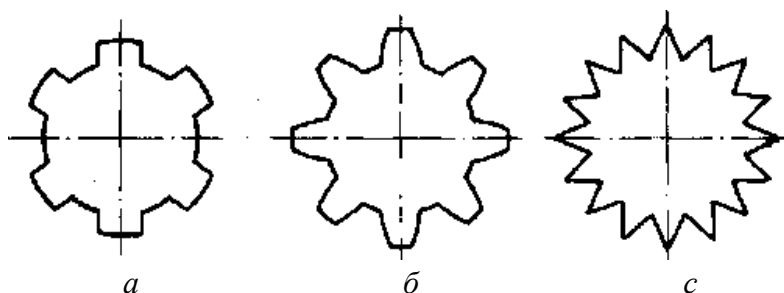


Рис. 17.5. Виды шлицевых соединений: *a* – прямоугольное; *б* – эвольвентное; *в* – треугольными шлицами

Шлицевые соединения имеют по сравнению со шпоночными следующие преимущества:

- большую несущую способность при одинаковых габаритах благодаря значительно большей рабочей поверхности и равномерному распределению давления по высоте зубьев;
- большую усталостную прочность вала;
- детали на валах лучше центрируются и имеют лучшее направление при передвижении вдоль вала.

*Достоинства* шлицевых соединений: высокая несущая способность благодаря значительно большей рабочей поверхности шлицев; высокая ус-

талостная прочность вала вследствие незначительной концентрации напряжений; возможность применения точных и производительных методов обработки шлицев в ступицах (протягиванием) и зубьев на валах (фрезерованием червячными фрезами, шлифованием, как при нарезании зубьев зубчатых колес). Этим достигается высокая точность центрирования шлицевых соединений.

*Недостатки:* высокая стоимость соединений из-за сложности технологического оборудования (зубофрезерные, протяжные и шлифовальные станки); изготовление шлицевых соединений становится экономически целесообразным лишь при крупносерийном и серийном производствах.

Различают шлицевые соединения (рис. 17.6) неподвижные и подвижные с возможностью перемещения деталей вдоль оси под нагрузкой или без нагрузки (например, шлицевые соединения сверлильных шпинделей станков, карданных валов автомобилей и др.). Шлицевые (зубчатые) соединения стандартизованы. При данном диаметре соединения стандартами установлено число и размеры шлицев (зубьев), а также допуски на их размеры.

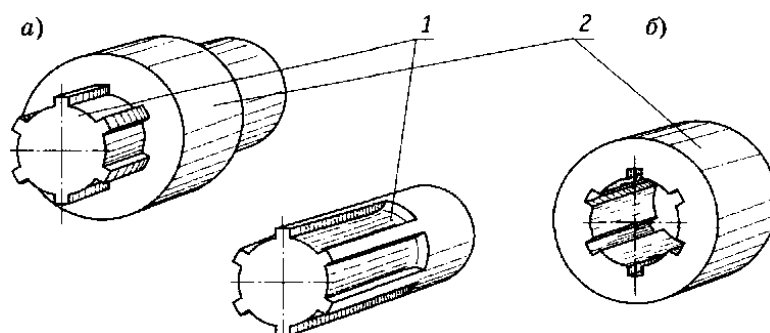


Рис. 17.6. Шлицевое соединение (а) и его детали (б):  
1 – вал шлицевой; 2 – ступица со шлицами

В машиностроении применяют прямобочные, эвольвентные и треугольные шлицы.

В настоящее время наиболее распространены давно применяемые *прямобочные шлицевые соединения* (около 80 %) по ГОСТ 1139-80. В поперечном сечении профиль прямобочных шлицев (рис. 17.7) очерчивается окружностью выступов зубьев  $D$ , окружностью впадин  $d$  и прямыми, определяющими постоянную толщину зубьев  $b$ . Стандартом предусмотрены три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая. С переходом от легкой к средней и тяжелой сериям при одном и том же внутреннем диаметре  $d$  увеличивают наружный диаметр  $D$  и число зубьев  $z$ , что повышает несущую способность соединений. Соединения с прямобочными шлицами выполняют с центрированием по наружному диаметру  $D$  (рис. 17.7, а), по внутреннему диаметру  $d$  (рис. 17.7, б) и по боковым граням  $b$  (рис. 17.7, в).

При выборе способа центрирования руководствуются величиной и характером нагрузки на соединение, требованиями по точности центрирования деталей соединения. Несущую способность шлицевых соединений и износостойкость шлицев можно значительно увеличить повышением твердости рабочей поверхности (боковых граней) шлицев путем закалки их до высокой твердости. Однако после закалки происходит искажение сопрягаемых поверхностей, которое можно устранить лишь последующим шлифованием, которое не всегда можно выполнить. Наружное шлифование шлицевых валов по диаметру  $D$  выполняется легко; сложнее шлифовать отверстия в ступицах по диаметру  $d$  и боковые грани зубьев шлицевых валов; невозможно шлифовать боковые грани шлицев и впадины между шлицами по диаметру  $D$  у ступиц [5].

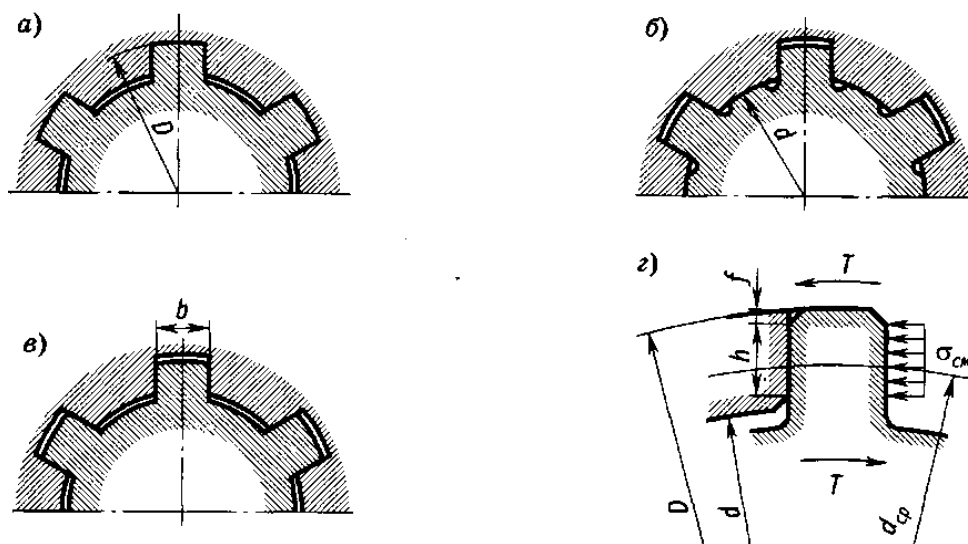


Рис. 17.7. Виды центрирования прямобочных шлицевых соединений:  
 $a$  – по наружному диаметру;  $b$  – по внутреннему диаметру;  
 $c$  – по боковым сторонам шлицев;  $d$  – форма прямобочного шлица

В зависимости от числа шлицев (зубьев) ( $z = 6 \dots 20$ ) и их высоты ГОСТ 1139-80 предусматривает три серии прямобочных соединений для валов с  $d = 11 \dots 112$  мм: *легкую, среднюю и тяжелую* (табл. 17.2).

Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных, тяжелая – для неподвижных и подвижных при передаче больших моментов [6, 25].

Более перспективны *соединения с эвольвентными зубьями* (шлицами). Их выполняют с центрированием по боковым, рабочим поверхностям (рис. 17.8,  $a$ ) или по наружному диаметру (рис. 17.8,  $b$ ); наиболее распространен первый способ центрирования из-за простоты его получения. Профиль эвольвентных шлицев очерчивается, как и профиль зубьев эволь-

вентных зубчатых колес, окружностью вершин, окружностью впадин и эвольвентами с углом зацепления  $30^\circ$  (у зубчатых колес  $20^\circ$ ) при уменьшенной высоте зуба  $h = m$  (у зубчатых колес  $h = 2,25 m$ ). Размеры эвольвентных шлицев определяются по ГОСТ 6033-88.

Таблица 17.2

**Прямобоочные шлицевые соединения (выборка из ГОСТ 1139-80)**

Серия	Номинальный размер $z \times d \times D$	$b$	$S_F, \text{мм}^3/\text{мм}$ (ГОСТ 21425-75)
	Размеры, мм		
Легкая	6×23×26	6	66
	6×26×30	6	118
	6×28×32	7	126
	8×32×36	6	163
	8×36×40	7	182
	8×42×46	8	211
	8×46×50	9	230
	8×52×58	10	440
	8×56×62	10	472
Средняя	6×23×28	6	145
	6×26×32	6	191
	6×28×34	7	205
	8×32×38	6	308
	8×36×42	7	343
	8×42×48	8	396
	8×46×54	9	600
	8×52×60	10	672
	8×56×65	10	854
Тяжелая	10×23×29	4	312
	10×26×32	4	319
	10×28×35	4	426
	10×32×40	5	576
	10×36×45	5	749
	10×42×52	6	978
	10×46×56	7	1020
	16×52×60	5	1340
	16×56×65	5	1690

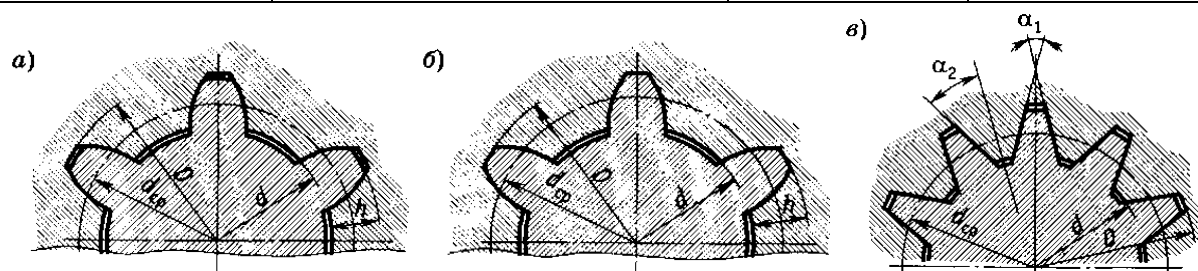


Рис. 17.8. Виды центрирования эвольвентных шлицевых соединений (а, б) и шлицевое соединение треугольного профиля (в)



*Достоинства* эвольвентных шлицевых соединений по сравнению с прямобочными: выше прочность на изгиб благодаря утолщению зубьев у основания; меньше концентрация напряжений, поэтому выше сопротивление усталости; выше прочность на смятие благодаря увеличенному числу зубьев; при обработке зубьев (шлицев) могут быть использованы совершенные технологические процессы, применяемые для изготовления зубьев зубчатых колес.

*Недостатки*: более дорогие эвольвентные протяжки для малых диаметров ступиц, шлифование эвольвентных шлицев более сложно, чем прямобочных.

*Шлицевые соединения треугольного профиля* (рис. 17.8, в) применяют редко при стесненных габаритах в радиальном направлении. Эти соединения центрируют по боковым сторонам зубьев. Размеры шлицев треугольного профиля установлены отраслевыми стандартами (ОСТ) и нормами. В основном их применяют в кинематических (приборных) механизмах. При необходимости беззазорного соединения применяют конические соединения треугольного профиля с конусностью 1:16 на валу.

Основными видами отказов шлицевых соединений являются смятие и износ рабочих поверхностей. Износ является следствием работы сил трения при взаимных микроперемещениях контактирующих поверхностей в процессе работы. Особенно большой износ в шлицевых соединениях наблюдается при скудной загрязненной смазке, больших напряжениях смятия. Износостойкость соединения повышают с помощью увеличения твердости контактирующих поверхностей закалкой, уменьшения зазоров между зубьями, а также применяя смазочный материал и хорошее уплотнение от загрязнения.

Основным расчетом шлицевых соединений является *расчет на смятие*. Размеры шлицев выбирают в соответствии со стандартами по диаметру вала. При расчете проверяют напряжения смятия на рабочих поверхностях зубьев и сравнивают их с допускаемыми. Напряжения смятия  $\sigma_{см}$  находят в предположении равномерного распределения напряжений по рабочей поверхности зубьев [5]. Неравномерность распределения нагрузки между зубьями из-за ошибок изготовления учитывают коэффициентом  $k_{PH}$ . Таким образом, напряжения смятия рассчитывают так

$$\sigma_{см} = \frac{2Tk_{PH} \cdot 10^3}{d_{ср}zhl} \leq [\sigma]_{см}, \quad (17.4)$$

где  $T$  – передаваемый вращающий момент, Н·м;  $k_{PH}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев из-за ошибок изготовления по шагу ( $k_{PH} = 1,1 \dots 1,5$ );  $d_{ср}$  – средний диаметр;  $h$  – рабочая высота зубьев;  $l$  – рабочая длина зубьев;  $[\sigma]_{см}$  – допускаемое напряжение смятия (для неподвижных шлицевых соединений с

незакаленными рабочими поверхностями допускаемые напряжения на смятие  $[\sigma]_{\text{см}} = 30 \dots 70 \text{ Н/мм}^2$ , а с закаленными  $[\sigma]_{\text{см}} = 80 \dots 150 \text{ Н/мм}^2$ ; для подвижных соединений с закаленными поверхностями  $[\sigma]_{\text{см}} = 5 \dots 15 \text{ Н/мм}^2$ ; большие значения относятся к спокойной нагрузке).

В производственной практике число и размеры поперечного сечения шлицев принимают в зависимости от диаметра по табл. 17.2. Длина шлицев определяется длиной ступицы, а если ступица подвижная, то ходом ее перемещений. Расчет производят как проверочный, предполагая равномерное распределение нагрузки между шлицами и по их длине. Тогда условие прочности на смятие принимает вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T \cdot 10^3}{S_F l} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (17.5)$$

где  $S_F$  – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала (табл. 17.2).

*Расчет на изнашивание.* Для предварительных расчетов используют упрощенную формулу [6, 10]

$$\sigma_{\text{изн}} = \frac{T \cdot 10^3}{0,75 S_F l} \leq [\sigma]_{\text{изн}}, \quad (17.6)$$

где коэффициент 0,75 приближенно учитывает неравномерность нагрузки по зубьям; допускаемые напряжения  $[\sigma]_{\text{изн}}$  из условий ограничения изнашиваемости назначают в зависимости от вида термической обработки и твердости рабочих поверхностей соединяемых деталей: для улучшенных  $[\sigma]_{\text{изн}} = 0,032 \text{ НВ}$ ; для закаленных  $[\sigma]_{\text{изн}} = 0,3 \text{ HRC}$ .

Размеры шлицевых соединений в основном определяются прочностью и жесткостью валов, поэтому напряжения на рабочих поверхностях могут быть значительно ниже допускаемых. Если же расчетное значение  $\sigma_{\text{см}}$  или  $\sigma_{\text{изн}}$  превышает  $[\sigma]_{\text{см}}$  или  $[\sigma]_{\text{изн}}$  более чем на 5 %, то увеличивают длину ступицы  $l$  или принимают другую серию и повторяют расчет.

Работоспособность шлицевых соединений значительно повышает силовая затяжка [44]. Осевую затяжку в концевых и промежуточных установках чаще всего осуществляют кольцевыми гайками с упором непосредственно в торцы шлицев ступицы или, предпочтительнее, через шайбы. Радиальная затяжка в неразборных соединениях создается запрессовкой в вал пробки, а в разборных – раздачей вала с помощью внутреннего конуса.

### 17.3. Профильные соединения

*Профильным* называется соединение шипа вала с насаженной на него деталью, в котором нагрузки между ними передаются многогранной поверхностью. Примеры таких соединений приведены на рис. 17.9. В принципе каждая грань соединения должна передавать часть нагрузки от крутящего момента, однако нагрузочная способность существенно снижается с ростом числа граней [10]. Это связано с уменьшением поверхности контакта отдельной грани, а поскольку в передаче нагрузки участвуют, как правило, только две грани, то нагрузочная способность, по сути дела, определяется площадью их поверхностей. Вследствие этого обычно применяют два типа шипов: трех- и четырехгранный. Основная поверхность шипа может быть либо цилиндрической (рис. 17.9, а, в), либо конической (рис. 17.9, б, г).

*Достоинства профильных соединений:* отсутствие концентраторов напряжений, возможность точной обработки рабочих поверхностей с высокой твердостью.

*Недостатки:* сложность изготовления, большие распорные нагрузки, высокие напряжения смятия.

Расчет на прочность профильных соединений сводится к проверке:

- напряжений смятия на рабочей поверхности;
- напряжения растяжения во втулке;
- радиальной деформации втулки.

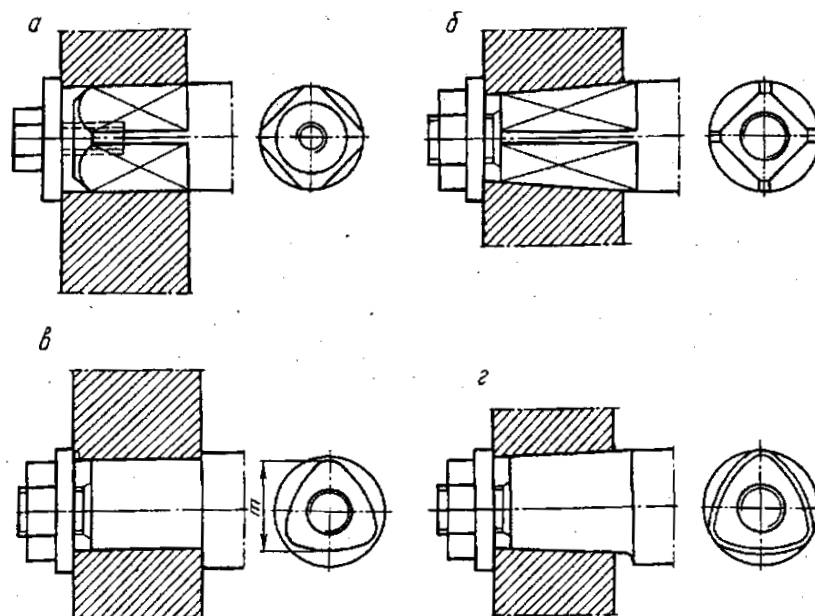


Рис. 17.9. Профильные соединения

## Тема 18. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения – это самый распространенный вид разъемных соединений. Они осуществляются с помощью крепежных резьбовых деталей (болтов, винтов, шпилек, гаек и т.п.), основным элементом которых является резьба. Резьба получается прорезанием на поверхности стержня канавок при движении плоской фигуры – профиля резьбы (треугольника, трапеции и др.) по винтовой линии. Выступы, полученные на стержне между канавками, называют *витками* резьбы. Под витком резьбы принято понимать ту часть ее выступа, которая охватывает резьбовую деталь в пределах до  $360^\circ$ .

Основным преимуществом *болтового* соединения (рис. 18.1, *а*) является то, что оно не требует выполнения резьбы в соединяемых деталях. Применяют болтовые соединения при относительно небольшой толщине соединяемых деталей и когда материал детали не обеспечивает достаточной прочности резьбы. *Винты* (рис. 18.1, *б*) применяют, когда корпусная деталь большой толщины не позволяет выполнить сквозное отверстие для установки болта, или при жестких ограничениях конструкции по весовым параметрам. *Шпильки* (рис. 18.1, *в*) применяют вместо винтов, если прочность материала детали с резьбой недостаточна (сплавы на основе алюминия), а также при частых сборках и разборках соединений. В этом случае шпилька завинчивается в деталь один раз на все время работы соединения, а при сборках и разборках работает более прочная резьба на участке свинчивания с гайкой. Формы головок винта (болта) и гайки могут быть различными в зависимости от условий конструкции, сборки и т.д.

Широкое применение резьбовых соединений в технике определяется:

- возможностью создания больших сил сжатия деталей при небольшой силе, приложенной на ключе (выигрыш в силе для крепежных резьб составляет 70 – 100 раз);

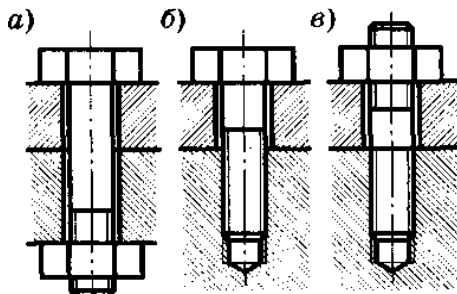


Рис. 18.1. Виды резьбовых соединений: *а* – болтовое; *б* – винтовое; *в* – шпильчатое

- малыми габаритами резьбовых деталей;
- полной взаимозаменяемостью резьбовых деталей в связи со стандартизацией резьб;
- возможностью централизованного изготовления резьбовых деталей на специальных станках;
- возможностью получения разъемного соединения деталей.

## 18.1. Основные типы и параметры резьб

Резьба выполняется на цилиндрической поверхности, реже на конической. Различают резьбу правую и левую. В основном используется правая резьба (рис. 18.2). Винтовую линию получают огибанием цилиндра плоскостью с наклонной линией под углом  $\psi$ . Если на расстоянии  $\pi r$  на плоскости нанести еще одну наклонную линию, то при огибании цилиндра получают двухзаходную резьбу (рис. 18.2) с ходом резьбы  $P_h$ . Угол подъема винтовой линии определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{2\pi \cdot r}. \quad (18.1)$$

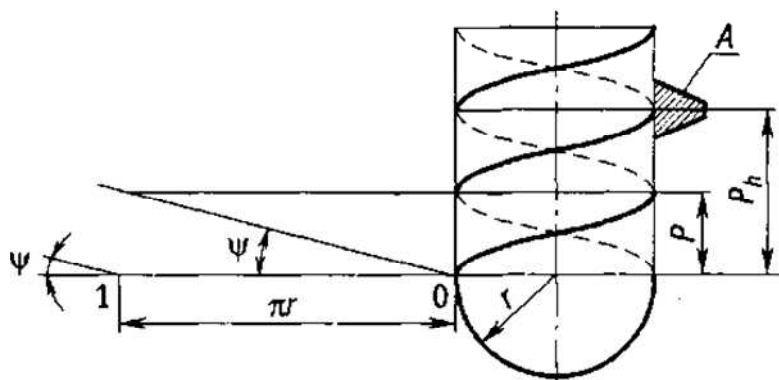


Рис. 18.2. Образование двухзаходной резьбы

Профиль резьбы образуют заданием фигуры  $A$ . Если перемещать фигуру  $A$  по винтовой линии, то получим резьбу заданного сечения. В зависимости от формы сечения различают резьбы: треугольную метрическую (рис. 18.3,  $a$ ), трапецеидальную (рис. 18.3,  $b$ ), упорную (рис. 18.3,  $в$ ) и др.

В качестве основной крепежной резьбы применяют *метрическую* резьбу (рис. 18.3,  $a$ ). Профиль этой резьбы (ГОСТ 9150-81) треугольный с теоретической высотой  $H$ . Вершины резьбы по наружному диаметру  $d$  винта и внутреннему диаметру  $D_1$  гайки срезаны соответственно на  $H/8$  и  $H/4$ . В результате получают рабочую высоту профиля  $H_1$ . Стандартом регламентирован радиус скругления резьбы  $R_1 = \frac{H}{6}$  на внутреннем диаметре винта. Радиус существенно влияет на усталостную прочность винта [5].

Основные размеры профиля резьбы определяют в долях от шага. С изменением шага резьбы изменяются и размеры профиля по геометрическому подобию. Стандартом предусмотрены резьбы с различными шагами при одинаковом наружном диаметре  $d$  резьбы.

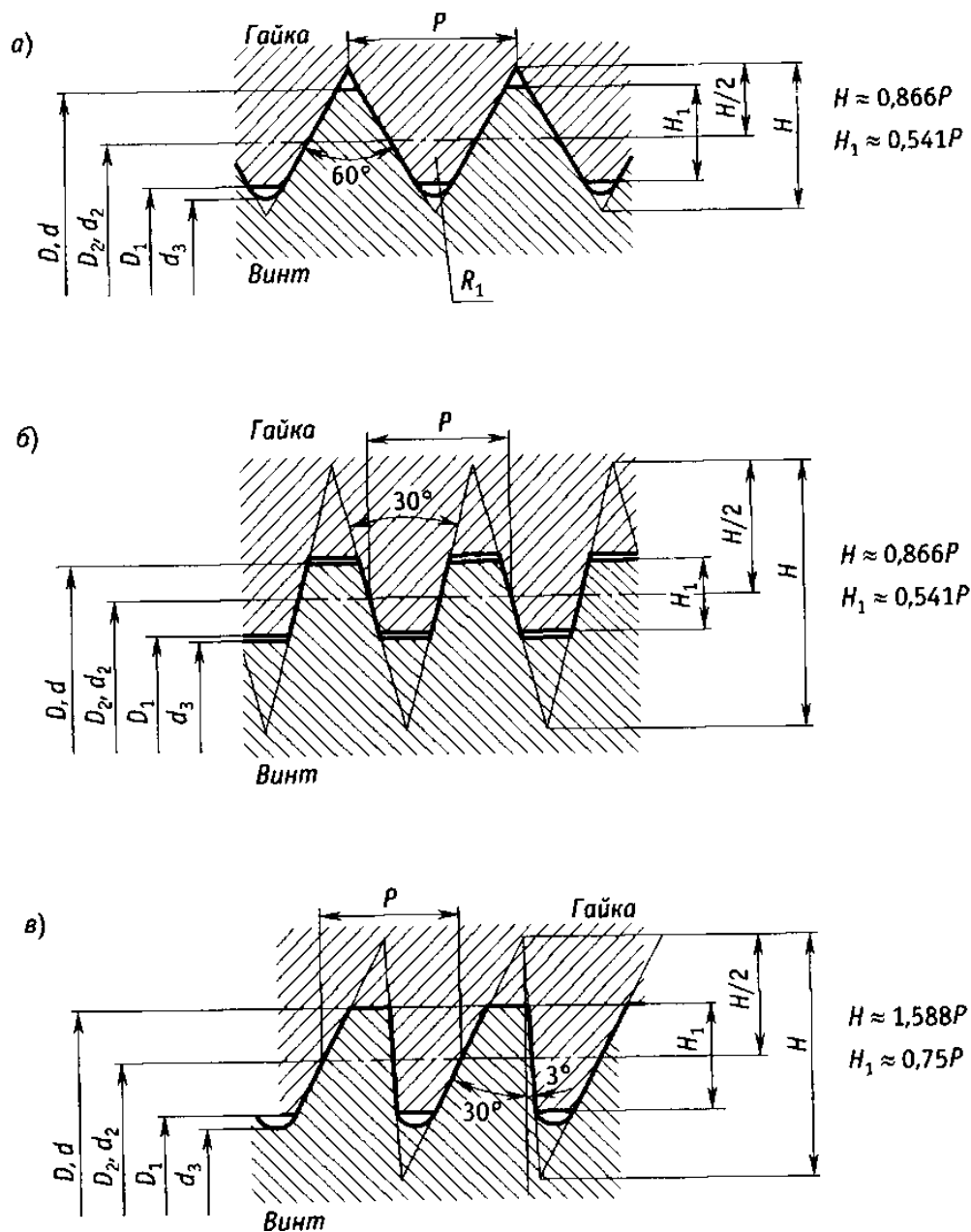


Рис. 18.3. Виды резьб: а – треугольная метрическая; б – трапецеидальная; в – упорная

## 18.2. Конструктивные формы резьбовых соединений

**Основные типы крепежных деталей.** Вид резьбового соединения определяется типом применяемых крепежных деталей (см. рис. 18.1).

**Болты** применяют для скрепления деталей небольшой толщины при наличии места для расположения головки болта и гайки или когда необходимо часто разбирать и собирать соединение, а материал скрепляемых деталей не обеспечивает достаточную прочность резьбы. **Винты** применяют в случаях достаточной прочности материала детали с резьбой и доста-

точной ее толщины при жестких требованиях к массе соединения. Шпильки применяют в тех же случаях, что и винты, но когда материал детали не обеспечивает достаточную прочность резьбы, а по условиям эксплуатации требуются частые разборка и сборка соединения. Применение винтов в данном случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократных отвинчивании и завинчивании. Шпильки ввинчивают в деталь с помощью гайки, навинченной поверх другой гайки, или с помощью шпильковерта [6].

**Стандартные крепежные детали.** Различают резьбовые крепежные детали *общего назначения* (рис. 18.4), имеющие широкое распространение, и *специального назначения* (рис. 18.5), имеющие ограниченное применение (фундаментные болты (рис. 18.5, а), рым-болты (рис. 18.5, б) и др.).

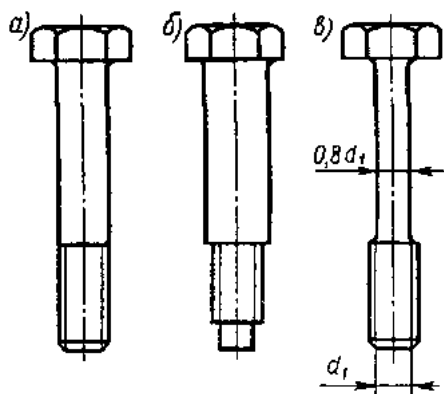


Рис. 18.4. Болты общего назначения

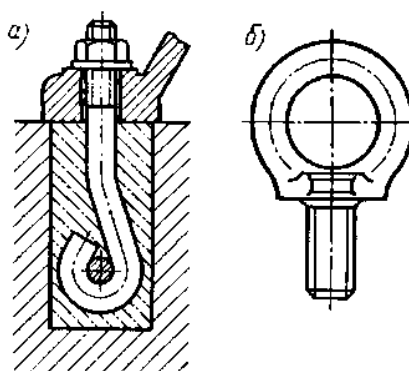


Рис. 18.5. Болты специального назначения:  
а – фундаментные; б – рым-болты

**Болты общего назначения** по точности изготовления делятся на болты *нормальной* и *повышенной точности*, последние применяют в особо ответственных соединениях. Болты изготовляют для постановки в отверстие с зазором (рис. 18.4, а) и без зазора в отверстие из-под развертки (рис. 18.4, б). Последние применяют при больших поперечных нагрузках в целях уменьшения габаритов и повышения надежности соединения. При действии переменных нагрузок применяют болты с уменьшенным диаметром ненарезаемой части стержня (рис. 18.4, в), что увеличивает упругую податливость, а следовательно, и динамическую прочность болта. С этой целью диаметр стержня болта иногда уменьшают до  $0,8 \cdot d_1$ .

**Винты** резьбовых соединений общего назначения бывают *крепежные* и *установочные*. В зависимости от размеров и назначения головки болтов и крепежных винтов (рис. 18.6) весьма разнообразны: шестигранные (а), полукруглые (б), цилиндрические (в), потайные (г), цилиндрические с шестигранным углублением под ключ (д) и др. Наиболее распространены в машиностроении болты и винты с шестигранной головкой под

ключ, как более надежные и удобные в эксплуатации. Винты с головкой под отвертку позволяют уменьшить размеры фланца, улучшить внешний вид изделия, но отверткой нельзя обеспечить хорошую затяжку. Поэтому их применяют для малонагруженных соединений. Установочные (стопорные) винты применяют для предотвращения относительного сдвига соединяемых деталей. Установочный винт без головки со шлицем под отвертку показан на рис. 18.7, а, а с шестигранной головкой под ключ – на рис. 18.7, б. Имеется и много других типов этих винтов. В отличие от крепежных винтов установочные имеют резьбу по всей длине.

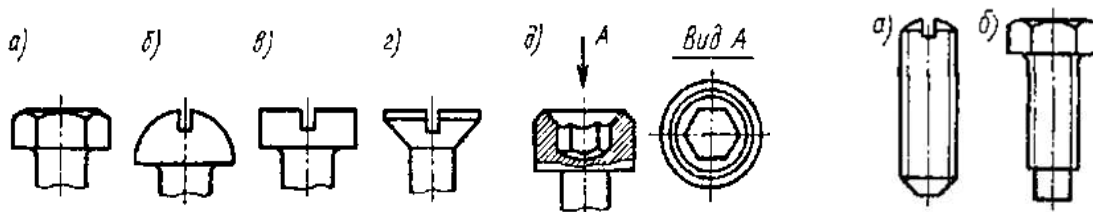


Рис. 18.6. Формы головок болтов и крепежных винтов      Рис. 18.7. Установочные винты

**Шпильки** наиболее распространенных типов показаны на рис. 18.8. Шпильки типа *A* удобны при изготовлении резьбы резанием, типа *B* – при накатке резьбы. Диаметр резьбы на обоих концах шпильки обычно одинаков. Глубина завинчивания винтов и шпилек  $l$  в резьбовое гнездо зависит от материала детали. Для чугунных деталей принимают  $l \approx 1,5d$ , для стальных –  $l \approx d$ . При динамических нагрузках прочность шпилек выше, чем болтов того же диаметра.

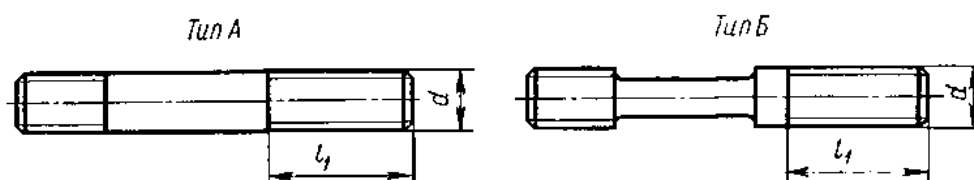


Рис. 18.8. Шпильки

**Гайки** (рис. 18.9) в зависимости от формы бывают шестигранные с одной или двумя фасками (*a*), шестигранные прорезные (*б*), шестигранные корончатые (*в*), круглые гайки (*г*) и др. Наиболее распространены шестигранные гайки, которые, аналогично болтам, изготавливают нормальной и повышенной точности, круглые гайки применяют для осевой фиксации деталей на валах.

В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают нормальные (высота  $H \approx 0,8d$ ), высокие ( $H \approx 1,2d$ ) и низкие ( $H \approx 0,5d$ ). Высокие гайки применяют при частых завинчивании и отвинчивании для уменьшения износа резьбы и при больших силах, низкие – при малых осевых силах.



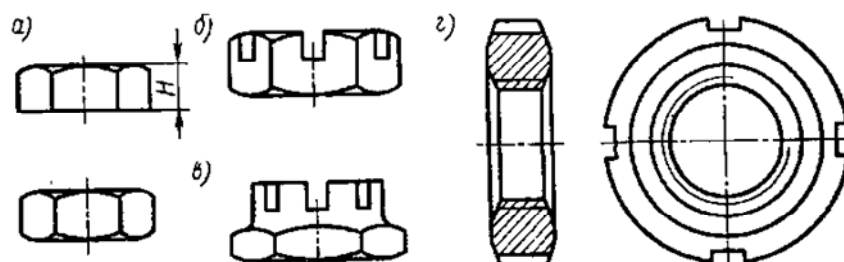


Рис. 18.9. Гайки

Если нет необходимости в значительной силе затяжки, а также при частых отвинчивании и завинчивании применяют гайки для завинчивания от руки.

Завинчивают и отвинчивают винты и гайки (кроме винтов со шлицем под отвертку) *ключами* (рис. 18.10). Для винтов с шестигранными и квадратными головками и таких же гаек при наличии свободного доступа обычно применяют ключи обыкновенные (рис. 18.10, а) или двусторонние (рис. 18.1, б). Последние изготавливают с двумя растворами. Замкнутый ключ с удвоенным числом граней (рис. 18.10, в) позволяет завинчивать гайки при повороте ключа на уменьшенный угол.

При отсутствии свободного доступа к головкам и гайкам с боковых сторон применяют торцовые ключи с прямым стержнем и захватом по всем граням.

Для винтов с внутренним шестигранником применяют ключи в виде шестигранного прутка, изогнутого под углом  $90^\circ$  (рис. 18.10, з).

Ключ для круглых шлицевых гаек показан на рис. 18.10, д.

При редком завинчивании и отвинчивании винтов и гаек разных размеров применяют раздвижные ключи с регулируемым раствором (рис. 18.10, е). Однако эти ключи не допускают таких больших моментов затяжки, как нераздвижные, и менее долговечны.

Винты со шлицами завинчивают и отвинчивают отвертками. Последние допускают меньшие моменты затяжки, чем ключи [25].

В массовом производстве, а также при необходимости получения больших моментов закручивания применяют механические гайковерты, в том числе с электродвигателями, ударного действия, пневматические и гидравлические.

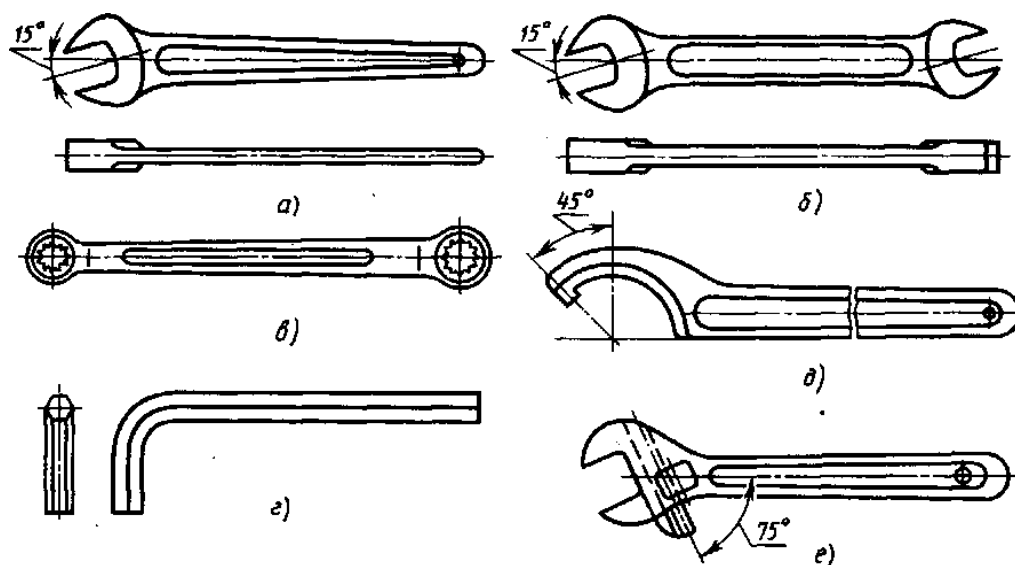


Рис. 18.10. Гаечные ключи

### 18.3. Материалы, классы прочности, допускаемые напряжения и условное обозначение резьбовых деталей

Основной материал резьбовых деталей – конструкционные и легированные стали. При выборе материала учитывают характер нагрузки (статическая или переменная), способ изготовления и объем производства. Например, крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей. Такие стали обладают высокой пластичностью и широко применяются в серийном производстве при холодной высадке или штамповке заготовок для резьбовых изделий с последующей накаткой резьбы. Легированные стали (например, 35Х, 30ХГСА) применяют для изготовления высоконагруженных винтов, работающих при переменных и ударных нагрузках.

Холодное деформирование материала существенно меняет его механические характеристики (повышается прочность, снижается пластичность). При этом в зависимости от степени наклепа резьбовые детали, выполненные из разных материалов, могут иметь близкие механические характеристики. Это позволило сгруппировать резьбовые детали с учетом механических характеристик по классам прочности [5] (табл. 18.1).

Таблица 18.1

**Механические характеристики материалов крепежных деталей**

Класс прочности		Механические характеристики		Марка стали
Болт	Гайка	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	
3.6	4	300-400	200	Ст.3; 10
4.6	5	400-550	240	10; 20
4.8				
5.6	6	500-700	300	30; 35
5.8				
6.6	8	600-800	360	35; 45; 40Г
6.8				
6.9				
8.8	10	800-1000	640	35; 35Х; 38ХА; 45Г
10.9	12	1000-1200	900	16ХСН; 30ХГСА; 40Х; 40Г2
12.9	14	1200-1400	1080	30ХГСА; 40ХН2МА
14.9				

Стальные винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1759.4-87 изготавливают различных классов прочности. Класс прочности обозначают двумя цифрами, например 5.6. Первая цифра, умноженная на 100, указыва-

ет минимальное значение предела прочности в МПа; второе число, умноженное на 10, показывает примерное соотношение  $\frac{\sigma_T}{\sigma_s}$  в процентах. До-

пускаемые напряжения при действии постоянной нагрузки выбирают в зависимости от предела текучести  $\sigma_T$  материала болта (винта):

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (18.2)$$

где  $S$  – коэффициент безопасности, принимаемый 1,5 – 2,5 в зависимости от способа затяжки. Меньшие значения  $S$  используют при контроле силы затяжки с помощью динамометрических ключей или ключей предельного момента. Для винтов малых диаметров ( $d < 10$  мм) при отсутствии контроля силы затяжки коэффициенты безопасности увеличивают.

В соответствии с ГОСТ 1759.4-87 для крепежных деталей предусмотрены покрытия и оксидные пленки. Толщина покрытия  $\delta$  выбирается в зависимости от шага резьбы: при  $P < 0,4$  мм  $\delta = 3...6$  мкм; при  $P = 0,4...0,8$  мм  $\delta = 6...9$  мкм; при  $P > 0,8$  мм  $\delta = 9...12$  мкм. Условное обозначение покрытия и максимальная температура эксплуатации приведены в табл. 18.2.

Таблица 18.2

#### Покрытия крепежных деталей

Обозначение	Покрытие	$T^\circ, C$	Обозначение	Покрытие	$T^\circ, C$
00	Без покрытия		07	Оловянное	150
01	Цинковое с хромированием	300	08	Медное	600
02	Кадмиевое с хромированием	200	09	Цинковое	200
03	Многослойное медь-никель	600	10	Оксидное анодизационное с хромированием	200
04	Многослойное медь-никель-хром	600	11	Оксидное из кислых растворов	200
05	Оксидное	200	12	Серебряное	600
06	Фосфатное с промасливанием	200	13	Никелевое	900

Обозначение болтов, винтов и шпилек из углеродистых сталей классов прочности 3.6...6.9, а также гаек из углеродистых сталей классов прочностей 4...8 и изделий из цветных сплавов состоят из наименования детали, исполнения, диаметра резьбы, длины болта, мелкого шага, полей допуска резьбы, указаний о применении материала, класса прочности или группы, вида покрытия и номера размерного стандарта.

Класс точности резьбы 3, крупный шаг резьбы, исполнение 1, вид покрытия 00 в обозначении не указываются.

В зависимости от требований, предъявляемых к точности резьбовых соединений, поля допусков резьбы болтов и гаек установлены в трех условных классах точности:

Класс точности	<i>Точный</i>	<i>Средний</i>	<i>Грубый</i>
Болт	4h	6h, 6g, 6e	8h, 8g
Гайка	6H, 5H	5H, 6H, 6G	7H, 7G

Пример обозначения болта по ГОСТ 7795-70 диаметром 10 и длиной 60 мм с полем допуска резьбы 6g из стали 38ХА с цинковым покрытием:

- с крупным шагом резьбы (исполнение 1)

*Болт М10×60. 6g. 38ХА. 88.09. ГОСТ 7795-70;*

- с мелким шагом резьбы (исполнение 2)

*Болт 2М10×60×1,25. 6g. 38ХА. 88. 09. ГОСТ 7795-70.*

#### 18.4. Момент завинчивания, КПД и условие самоторможения

Резьбовые соединения собирают завинчиванием винтов (гаек) с помощью гаечных ключей. Момент  $T_{зав}$ , который создается гаечным ключом, преодолевает момент трения в резьбе  $T_p$  и момент трения  $T_T$  на торце гайки (головки винта) о неподвижную поверхность детали (рис. 18.11):

$$T_{зав} = T_p + T_T. \quad (18.3)$$

Момент трения в резьбе  $T_p$  определяют исходя из взаимодействия элемента витка резьбы гайки с витком резьбы винта.

Рассмотрим прямоугольную резьбу. На рис. 18.12, а показана система сил, действующих при завинчивании гайки,  $F$  – осевая сила в винте,  $F_t$  – окружная сила, приложенная к гайке на среднем диаметре  $d_2$ ,  $F_N$  – сила, действующая на гайку со стороны опорной поверхности резьбы.

Сила трения  $F_{Tp}$  пропорциональна нормальной силе  $F_N$  и направлена в сто-

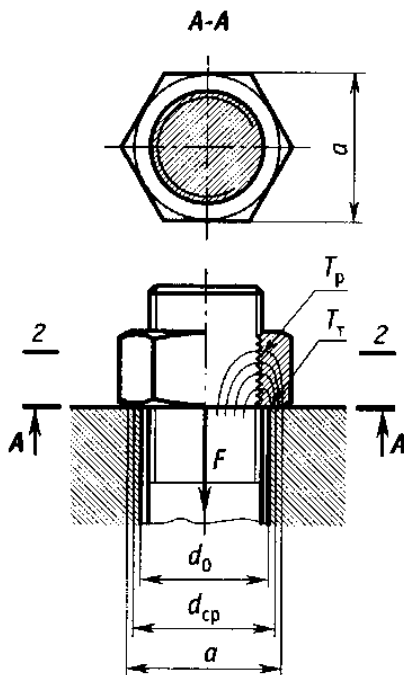


Рис. 18.11. Соотношение силы затяжки и момента завинчивания

рону, противоположную движению гайки. Окружная сила  $F_t$  находится из многоугольника сил (рис. 18.12, б), где  $\psi$  – угол подъема винтовой линии;  $\varphi$  – угол трения, равный  $\arctg f$  ( $f$  – коэффициент трения). Стрелка показывает направление движения гайки.

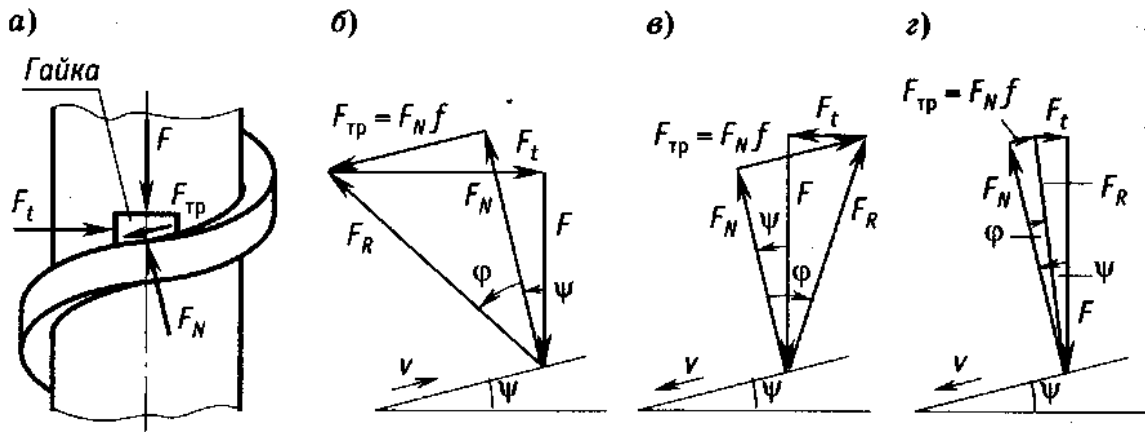


Рис. 18.12. Силы, действующие на винт и гайку для прямоугольной резьбы:  
 а – расчетная схема; б – система сил при завинчивании;  
 в, г – система сил при отвинчивании гайки

Из векторных диаграмм на рис. 18.12 следует

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \quad (18.4)$$

Тогда, при условии приложения силы  $F$ , момент в резьбе  $T_p$  на среднем диаметре  $d_2$

$$T_p = F_t d_2 / 2 = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \quad (18.5)$$

Окружная сила трения в треугольной резьбе больше, чем в прямоугольной. Если окружная сила трения для витка прямоугольного профиля (рис. 18.13)  $F_t = Ff$ , то для витка треугольного профиля

$$F_t = F_{N1} f = F \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F f_1,$$

где  $F_{N1} = \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ ;  $\alpha$  – угол профиля

резьбы;  $f_1 = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$  – приведенный ко-

эффициент трения в резьбе.

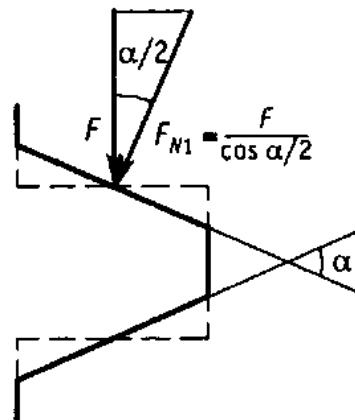


Рис. 18.13. Соотношение нормальной и осевой сил в треугольной резьбе

Таким образом, силу трения в треугольной резьбе определяют по приведенному коэффициенту трения. Аналогично запишем приближенное соотношение между углами трения:  $\varphi_1 = \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}}$  – приведенный угол трения.

Формулы (18.4) и (18.5), учитывая влияние профиля резьбы (угол  $\alpha$ ), запишем в виде

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi_1 + \psi), \quad (18.6)$$

$$T_p = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\varphi_1 + \psi). \quad (18.7)$$

Для метрической треугольной резьбы угол  $\frac{\alpha}{2} = 30^\circ$ . Тогда  $f_1 \approx 1,15 f$  и  $\varphi_1 = 1,15\varphi$ . Отсюда момент трения  $T_p$  в треугольной резьбе примерно на 15 % больше, чем в прямоугольной резьбе, и на 12 % больше, чем в трапецеидальной резьбе, у которой  $\alpha = 30^\circ$ . Для крепежной резьбы это очень важно, так как снижается вероятность самопроизвольного развинчивания резьбового соединения при эксплуатации машины [5].

Момент трения  $T_T$  на торце гайки вычисляют, принимая, что равнодействующая сил трения приложена по среднему диаметру кольцевой опорной поверхности  $d_{cp} = \frac{a + d_0}{2}$  с наружным диаметром, равным размеру под ключ  $a$ , и внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под винт  $d_0$  (рис. 18.11):

$$T_T = \frac{Ff_T d_{cp}}{2} = \frac{Ff_T(a + d_0)}{4}, \quad (18.8)$$

где  $f_T$  – коэффициент трения на торце гайки.

Подставляя выражения (18.6) и (18.7) в формулу (18.3), имеем

$$T_{зав} = F \left[ 0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi + j_1 + \frac{f_T(a + d_0)}{4}) \right]. \quad (18.9)$$

Учитывая геометрическое подобие метрической резьбы с крупным шагом, можно приближенно принять  $\psi \approx 2^\circ 30'$ ;  $d_2 \approx 0,9d$ ;  $a \approx 1,35d$ ;  $d_0 \approx 1,1d$ ;  $f_1 = f_T = 0,15$  (для резьб без специальных покрытий). Подставляя эти данные в выражение (18.9), получаем

$$T_{зав} \approx 0,2Fd. \quad (18.10)$$

Расчетная длина стандартного гаечного ключа  $L_{\text{кл}} = 14d$ , поэтому, учитывая, что  $T_{\text{зав}} = F_{\text{раб}} L_{\text{кл}}$ , имеем

$$F \approx 70F_{\text{раб}}, \quad (18.11)$$

где  $F_{\text{раб}}$  – сила, приложенная рабочим к концу ключа. Таким образом, в крепежных резьбах отношение силы затяжки к силе, приложенной к концу ключа, может достигать 70 и более (при смазке) [5].

При отвинчивании гайка движется вниз и сила трения в резьбе ( $F_{\text{тр}} = F_N \cdot f$ ) меняет направление (рис. 18.12, в, з). Величина и направление окружной силы  $F_t$  в этом случае зависят от соотношения углов трения  $\varphi$  и подъема винтовой линии  $\psi$ . Если  $\psi < \varphi$ , то сила  $F_t = F \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$  направлена влево (рис. 18.12, в) и определяет момент  $F_t \cdot d_2/2$  отвинчивания гайки. При  $\varphi < \psi$  (рис. 18.12, з) гайка отвинчивается без приложения внешних сил, а  $F_t$  – сила, которую нужно приложить, чтобы удержать гайку от самоотвинчивания.

**Условие самоторможения резьбы**  $\psi < \varphi$ . Для треугольной метрической резьбы это условие имеет вид  $\psi < \varphi_1$ , где  $\varphi_1$  – приведенный угол трения. В реальных резьбовых соединениях это условие выполняется, даже если используется резьба с крупным шагом. Для нее угол подъема у винтовой линии по среднему диаметру резьбы меняется в пределах  $2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$ , а приведенный угол трения  $\varphi_1$  изменяется в пределах от  $6^\circ$  (при  $f \approx 0,1$ ) до  $16^\circ$  (при  $f \approx 0,3$ ). Таким образом, *все крепежные резьбы самотормозящиеся* [5].

Однако в конструкциях машин редко используют резьбовые соединения без специальных средств стопорения, что объясняется существенным снижением трения между винтом и гайкой при вибрациях и при колебаниях температуры соединения. В этих условиях между витками резьбы винта и гайки происходят микроперемещения за счет радиальных деформаций тела винта и гайки, что является одной из основных причин самоотвинчивания резьбового соединения.

**КПД резьбовой пары** определяют из условия

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{затр}}},$$

где  $A_{\text{пол}}$  – полезная работа;  $A_{\text{затр}}$  – затраченная работа при завинчивании гайки или

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}. \quad (18.12)$$

## 18.5. Стопорение резьбовых соединений

Основные средства стопорения можно разделить на *две группы*:

- стопорные устройства, в которых создается *дополнительное трение* – *фрикционное* стопорение;
- стопорные устройства со специальными *запирающими элементами* – *позитивное* стопорение.

Наибольшее применение получили пружинные шайбы (рис. 18.14, *а*), обеспечивающие благодаря упругости шайбы постоянство сил трения при колебаниях осевой нагрузки; кроме того, эти шайбы повышают сцепление между гайкой и деталью в результате врезания острых краев шайбы в торец гайки и плоскость детали. Аналогичный эффект достигается при использовании стопорных пружинных шайб с несколькими отогнутыми лепестками (рис. 18.14, *б*). Стопорение пружинными шайбами не всегда надежно.

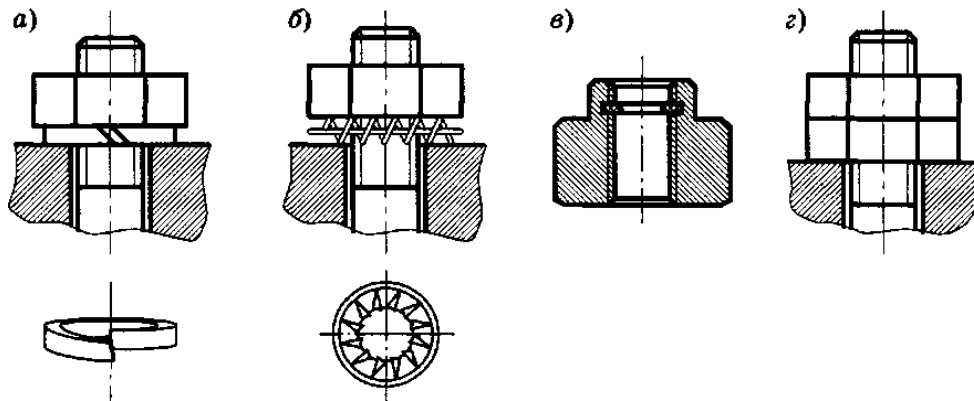


Рис. 18.14. Стопорение резьбовых соединений с использованием дополнительного трения

При малых колебаниях нагрузки или их отсутствии получили распространение самоконтрящиеся гайки с завальцованными полиамидными стопорными кольцами (рис. 18.14, *в*), в которых резьбу не нарезают. Она образуется при навинчивании на винт, при этом возникают силы трения между кольцом и резьбой винта. Известно стопорение резьбы с применением контргайки (рис. 18,14, *з*), которую при монтаже затягивают, удерживая основную, предварительно затянутую гайку, от поворота. После этого контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила затяжки и сила трения в резьбе основной гайки несколько ослабляется. Однако суммарная сила трения между гайками и резьбой оказывается больше, чем при одной гайке, что и обеспечивает стопорящий эффект [5]. Способ применяется редко, так как утяжеляется конструкция.

Вторая группа стопорных устройств основана на использовании деформируемых деталей (рис. 18.15). Наибольшее распространение получили шплинты (рис. 18.15, *а*), применяемые в сочетании с прорезными гайками, и шайбы с лапками (рис. 18.15, *б*), отгибаемыми после затяжки гайки на боковые поверхности. Для фиксирования положения гайки относительно винта применяют специальные гайки со шлицами и стопорные шайбы с лапками (рис. 18.15, *в*). Такие шайбы имеют внутреннюю лапку, входящую в канавку на винте, и несколько наружных лапок, одна из которых отгибается в ближайший шлиц гайки.



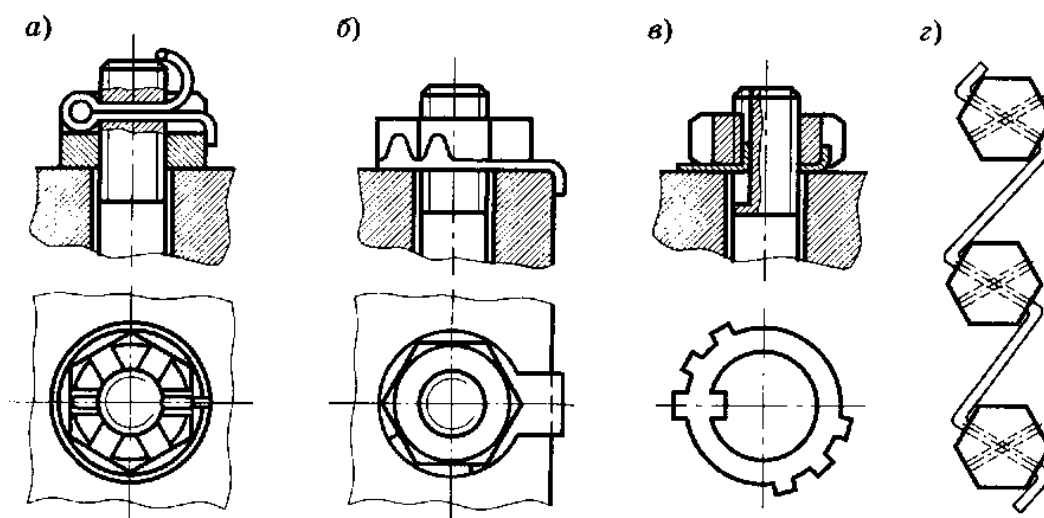


Рис. 18.15. Стопорение резьбовых соединений запирающими элементами

В групповых резьбовых соединениях, подверженных большим вибрациям, гайки (головки винтов) стопорят обвязкой проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затягивания винта (рис. 18.15, *з*). Иногда резьбовые соединения стопорят применением резьб с мелким шагом.

### 18.6. Распределение нагрузки между витками резьбы

Прочность резьбового соединения существенно зависит от характера распределения нагрузки по виткам резьбы винта. Под действием осевой силы  $F$  на винт (см. рис. 18.11) витки резьбы передают эту силу с винта на гайку и далее на деталь. При этом, если в сечении  $A-A$  на резьбовой стержень действует вся сила  $F$ , то в сечении  $2-2$  эта сила меньше, так как часть силы уже передана витками резьбы, расположенными ниже. По мере удаления от опорной поверхности гайки сила, действующая на стержень, постепенно уменьшается. В результате распределение осевой силы по виткам резьбы происходит неравномерно [5]. Так как тело винта на участке сопряжения резьбы с гайкой испытывает неодинаковое удлинение, а тело гайки работает на сжатие, расстояние между витками резьбы гайки уменьшается. Эти деформации винта и гайки обуславливают характер распределения нагрузки по виткам резьбы.

На рисунке 18.16 схематично показана деформация витков резьбы, изображенных в виде кольцевых плоских пластин, до приложения нагрузки (рис. 18.16, *а*) и после ее приложения (рис. 18.16, *б*, *в*). Если допустить, что стержень винта абсолютно жесткий, то деформация  $\Delta$  первого и последнего витков одинакова (рис. 18.16, *б*). С учетом деформации стержня винта перемещения на первом и последнем витках отличаются на величину удлинения

винта  $\Delta H$  при высоте гайки  $H$ . Если учесть еще упругость гайки, то при ее сжатии разница удлинения на первом и последнем витках станет еще больше.

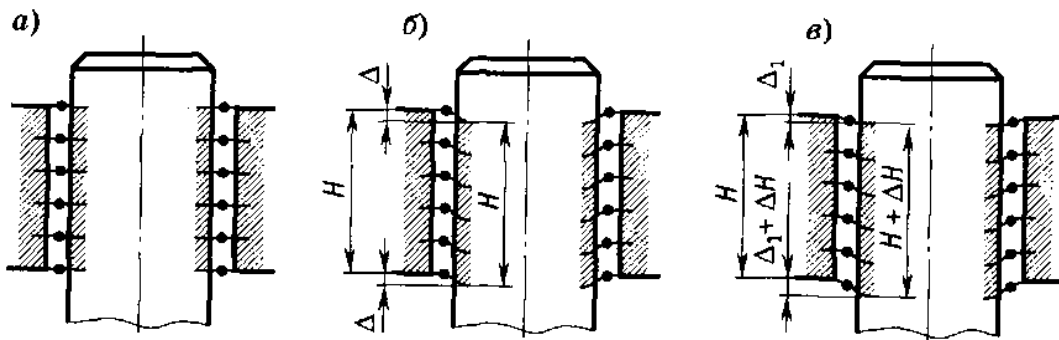


Рис. 18.16. Схема деформаций витков резьбы

Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы является статически неопределимой, и для ее решения рассматривают условие совместности деформаций тел винта и гайки. На рисунке 18.17 представлен результат решения этой задачи проф. Н. Е. Жуковским для случая десяти рабочих витков в предположении точного изготовления резьбы.

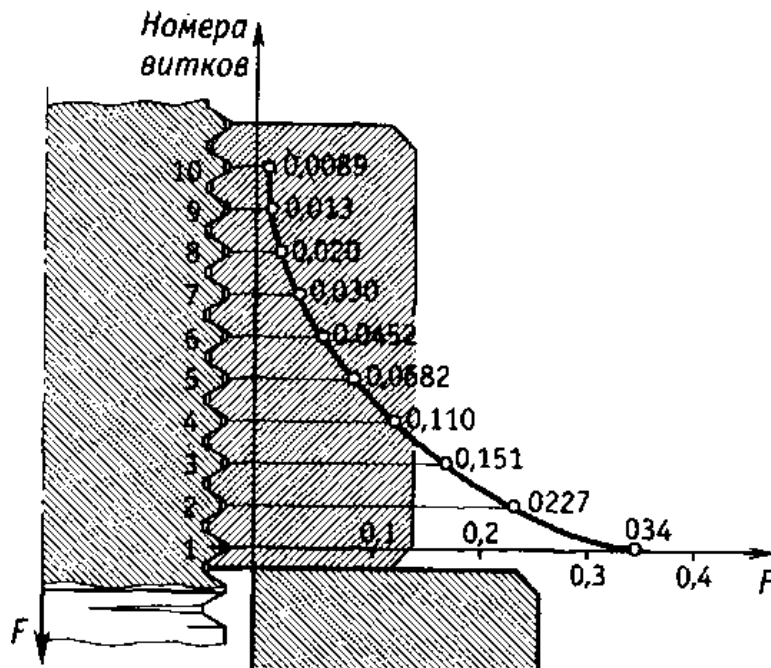


Рис. 18.17. Расчетное распределение нагрузки между витками резьбы (по проф. Н.Е. Жуковскому)

Как видно, первый виток резьбы передает 34% всей нагрузки, второй – около 23%, а десятый – меньше 1%. Отсюда следует, что нет смысла применять высокие гайки. Поэтому стандартом предусмотрена высота гайки

$H = 0,8d$ . Изменить характер распределения нагрузки по виткам резьбы можно с помощью конструктивных мер, что особенно важно в соединениях, работающих при циклических нагрузках.

### 18.7. Расчет на прочность при постоянной нагрузке

Основные виды разрушения резьбовых крепежных деталей – разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки; повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб); отрыв головки и др.

Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию равнопрочности по критериям, соответствующим указанным разрушениям, то обычно их расчет ограничивается расчетом по одному основному критерию работоспособности – *прочности нарезанной части стержня на растяжение* [6]. При этом определяют расчетный диаметр резьбы  $d_p$ :

$$d_p \approx d - 0,94P. \quad (18.13)$$

Длину болта, винта и шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают исходя из диаметра резьбы, по стандарту.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

**Болт нагружен только внешней растягивающей силой  $F$**  (без начальной затяжки). Примером служит болтовое соединение грузоподъемного крюка с нарезанной резьбой (рис. 18.18). В данном случае гайка свободно навинчена на нарезанную часть хвостовика крюка и зафиксирована от самоотвинчивания шплинтом. Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Расчет сводится к определению расчетного диаметра  $d_p$  резьбы из условия прочности на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p,$$

откуда

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}, \quad (18.14)$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение для болта.

В этом случае нагружения для болтов из углеродистой стали рекомендуется  $[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$ .

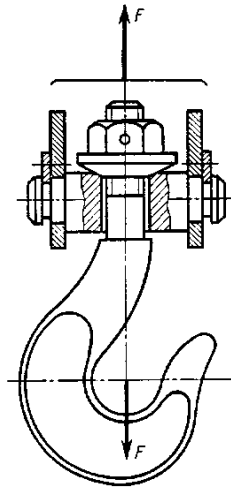


Рис. 18.18. К расчету соединения от действия растягивающей нагрузки

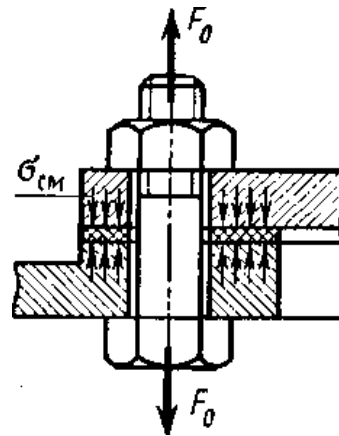


Рис. 18.19. К расчету соединения от действия осевой силы

**Болтовое соединение нагружено осевой силой  $F_o$ .**

1. Болт затянут силой  $F_o$  без внешней осевой нагрузки. Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 18.19) и др. Стержень болта испытывает совместное действие растяжения и кручения, т. е. растягивается осевой силой  $F_o$  от затяжки болта и скручивается моментом, равным моменту сил трения в резьбе  $T_p$ .

Нормальное напряжение от осевой силы  $F_o$

$$\sigma = \frac{4F_o}{\pi d_p^2}. \quad (18.15)$$

Касательное напряжение, вызванное моментом  $T_p$ :

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{T_p}{0,2d_p^3}. \quad (18.16)$$

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению и по гипотезе энергии формоизменения  $\sigma^{IY} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ . Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб  $\sigma^{IY} \approx 1,3\sigma$ .

С учетом выражения (18.15) получим формулу проверочного расчета

$$\sigma^{IY} = 1,3 \cdot \frac{4F_o}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p. \quad (18.17)$$

Таким образом, расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, но по увеличенной в

1,3 раза силе  $F_o$ . Из выражения (18.17) получим формулу проекторочного расчета

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{F_o}{[\sigma]_p}}. \quad (18.18)$$

Требуемое значение осевой силы  $F_o$  выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке.

2. *Болт затянут с дополнительной осевой нагрузкой.* Это болты для крепления крышек резервуаров для газа или жидкости, нагруженные давлением выше атмосферного, болты подшипниковых узлов и т. п. Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или не раскрытие стыка (не допустить появления зазора) под нагрузкой. Эта задача решается с учетом деформации деталей соединения.

На рисунке 18.20, а показано соединение без затяжки болта (исходное положение). Дадим соединению предварительную затяжку силой  $F_o$  (рис. 18.20, б). Тогда в результате упругой деформации соединения болт растягивается на величину  $\Delta l_b$ , а детали сжимаются на  $\Delta l_d$ . Представим результаты предварительной затяжки с помощью упругих деформаций растяжения болта и сжатия деталей (рис. 18.20, а).

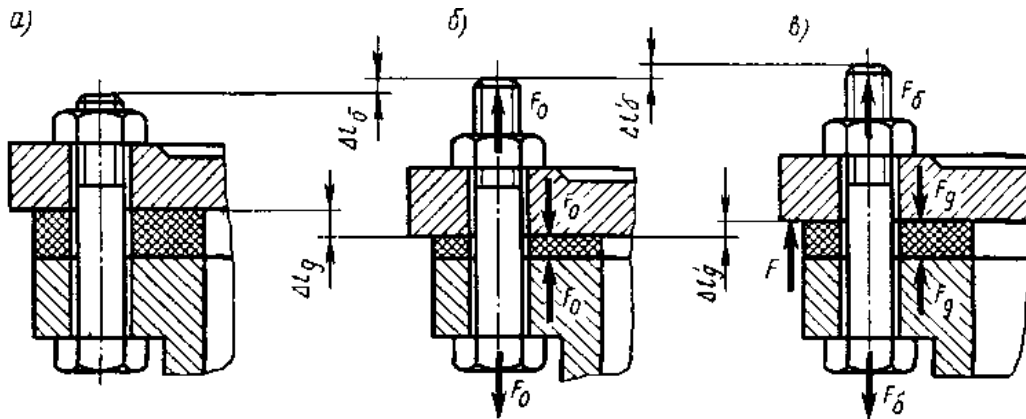


Рис. 18.20. К расчету болта, затянутого с дополнительной осевой нагрузкой

Когда появится внешняя растягивающая нагрузка  $F$  болт дополнительно удлинится на  $\Delta l'_b$ , а сжатие деталей уменьшится на  $\Delta l'_d$ . При этом только часть силы  $F$ , равная  $\chi F$ , будет дополнительно растягивать болт на величину  $\Delta l'_b$ , а остальная часть силы  $F$ , равная  $(1 - \chi)F$ , уменьшит прижатие деталей на  $\Delta l'_d$ . Теперь болт будет растягиваться силой  $F_b$ , а детали — сжиматься силой  $F_d$ .

Сила  $F_{\sigma}$  – суммарная нагрузка на затянутый болт:

$$F_{\sigma} = F_o + \chi F. \quad (18.19)$$

Сила  $F_{\sigma}$  – остаточная сила затяжки от одного болта:

$$F_{\sigma} = F_o - (1 - \chi) F, \quad (18.20)$$

где  $\chi$  – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки  $F$  воспринимается болтом (учитывает податливость болта и соединяемых деталей).

Величина  $\chi$  определяется по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей ( $\Delta l'_{\sigma} = \Delta l'_{\text{д}}$ ). При приближенных расчетах принимают: для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ ; для соединений тех же деталей, но с упругими прокладками (резина, полиэтилен, асбест и др.)  $\chi = 0,4 \dots 0,5$ .

Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей (невозможности образования зазора) принимают

$$F_o = K_3 (1 - \chi) F, \quad (18.21)$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса предварительной затяжки; в соединениях без прокладок при постоянной нагрузке  $K_3 = 1,25 \dots 2$ ; при переменной –  $K_3 = 2,0 \dots 4$ . По условиям герметичности в соединениях с прокладками коэффициент  $K_3$  рекомендуется повышать до 5 [6].

Заменив в выражении (18.19) значение  $F_o$  по зависимости (18.21), окончательно получим

$$F_{\sigma} = K_3 (1 - \chi) F + \chi F. \quad (18.22)$$

В расчете на прочность влияние крутящего момента при затяжке учитывается коэффициентом 1,3, который вводится в формулу (18.22). Если болт затягивается только предварительно, то значение крутящего момента пропорционально  $F_o$  и коэффициент 1,3 необходимо отнести к первому слагаемому формулы (18.22), а расчетная сила затяжки болта будет

$$F_p = (1,3 K_3 (1 - \chi) + \chi) F. \quad (18.23)$$

Если болт под нагрузкой затягивается дополнительно, то значение крутящего момента пропорционально  $F_{\sigma}$ , т. е. коэффициент 1,3 относят к суммарной нагрузке на затянутый болт:

$$F_p = 1,3 \cdot (K_3 (1 - \chi) + \chi) F. \quad (18.24)$$

**Болтовое соединение нагружено поперечной силой.**

1. Болт поставлен с зазором (рис. 18.21). Предварительная затяжка болта обязательна. Она должна обеспечить прижатие деталей соединения силой  $F_o$ , достаточной для создания силы трения  $f \cdot F_o$  между ними, исключающей сдвиг деталей. Внешняя сила  $F_r$  непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают на растяжение по силе затяжки  $F_o$ .

Необходимую силу  $F_o$  определяют из условия  $fF_o = F_r$ , откуда  $F_o = F_r / f$  или

$$F_o = \frac{K \cdot F_r}{i \cdot f \cdot z}, \quad (18.25)$$

где  $K = 1,4 \dots 2$  – коэффициент запаса по сдвигу деталей;  $i = 1 \dots 2$  – число стыков, т. е. плоскостей;  $f = 0,15 \dots 0,20$  – коэффициент трения для чугунных и стальных деталей;  $z$  – число болтов.

При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Влияние кручения при затяжке болта учитывают увеличением силы  $F_o$  в 1,3 раза. Прочность болта оценивается эквивалентным напряжением по формуле (18.17). Расчетные формулы:

$$\sigma^{IV} = \frac{1,3 \cdot 4F_o}{\pi d_p^2} = \frac{1,3 \cdot 4KF_r}{\pi d_p^2 i f z} \leq [\sigma]_p;$$
$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF_r}{ifz[\sigma]_p}}. \quad (18.26)$$

В случае сдвига деталей болт стал бы испытывать изгиб, что недопустимо. Поэтому для разгрузки болта от поперечной силы, а следовательно, уменьшения диаметра болта применяют различные разгрузочные устройства.

2. Болт поставлен без зазора (рис. 18.22). Затяжка болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие. Диаметр стержня болта  $d_o$  больше диаметра нарезаемой части на  $1 \dots 1,5$  мм. Это предохраняет резьбу от смятия.

Формулы проверочного и проектировочного расчетов болта на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{4F_r}{\pi d_o^2 i z} \leq [\tau]_{cp};$$
$$d_o \geq 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{iz[\tau]_{cp}}}, \quad (18.27)$$

где  $i = 1 \dots 2$  – число плоскостей среза;  $z$  – число болтов.

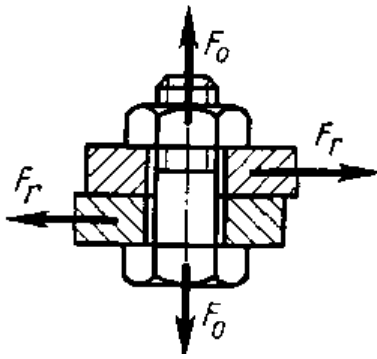


Рис. 18.21. К расчету соединения, нагруженного поперечной силой при установке болта с зазором

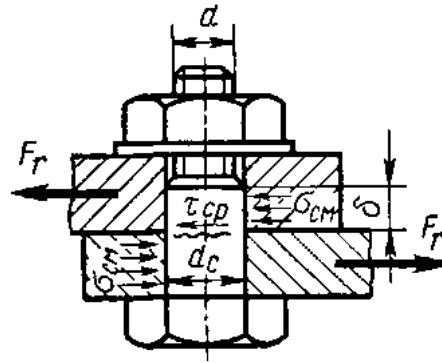


Рис. 18.22. К расчету соединения, нагруженного поперечной силой при установке болта без зазора

Формула проверочного расчета на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_r}{d_o} \delta \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (18.28)$$

где  $\delta$  – наименьшая толщина соединяемых деталей, передающих нагрузку в одну сторону.

При недостаточной высоте гайки и наличии зазоров по диаметрам резьбы статическая прочность витков снижается. Отклонение диаметров резьбы при высоте гайки меньше критической влияют также и на характер разрушения резьбовых соединений. При минимальных зазорах по всем диаметрам происходит смятие резьбы гайки и болта. При наличии зазоров по наружному диаметру или одновременно по всем трем диаметрам, а также при повышении прочности материала болта по сравнению с прочностью материала гайки происходит срез резьбы гайки, а резьба болта остается неповрежденной или сминается только на конце при выходе из гайки. Срез гайки происходит по цилиндрической поверхности, диаметр которой равен наружному диаметру резьбы болта.

В резьбовых соединениях с одинаковыми механическими характеристиками материалов гайки и болта наиболее часто происходит смятие резьбы болта и гайки. При отсутствии возможности точного выполнения резьбы для соединений, испытывающих статические нагрузки, необходимо увеличить длину свинчивания [54].

### 18.8. Расчет винтов при переменной нагрузке

Винты, нагруженные переменной внешней отрывающей силой, испытывают постоянную нагрузку от затяжки винтов и переменную внешнюю нагрузку. Простейший характер изменения нагрузок на винт представлен на рис. 18.23.



В опасном сечении стержня винта действуют постоянные напряжения растяжения от силы затяжки

$$\sigma_o = \frac{1,3F_o}{A_p}$$

и переменные напряжения растяжения от внешней силы  $\chi F$  с амплитудой

$$\sigma_a = \frac{\chi F}{A_p},$$

где  $A_p$  – расчетная площадь сечения винта.

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок [5], а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для винтов из углеродистых сталей (в частности, классов прочности 5.8 и 6.8), равной  $(0,6 \dots 0,7)\sigma_T$ , а из легированных сталей –  $(0,5 \dots 0,6)\sigma_T$ . Затяжка увеличивает сопротивление усталости винтов, т. к., повышая жесткость стыка соединяемых деталей, уменьшает переменную составляющую напряжений в винтах, а также изменяют соотношение между постоянными и переменными напряжениями в лучшую сторону.

Расчетом определяют:

- коэффициент безопасности по амплитудам

$$S_a = \frac{\sigma_{an}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1z} k_d}{k_\sigma \sigma_a} \geq [S]_a, \quad (18.29)$$

где  $\sigma_{an} = \frac{\sigma_{-1z} k_d}{k_\sigma}$  – предельно допускаемая амплитуда переменных напряжений;  $\sigma_{-1z}$  – предел усталости материала винта;  $k_d$  – масштабный фактор;  $k_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $[S]_a = 2,5 - 4$  – допустимый коэффициент безопасности;

- коэффициент безопасности по максимальным напряжениям

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_o + \sigma_a} \geq [S], \quad (18.30)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала винта;  $[S] = 1,25$  – допустимый коэффициент безопасности.

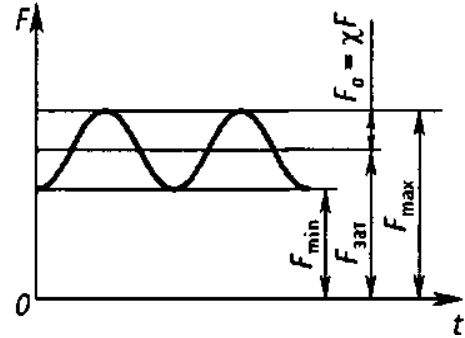


Рис. 18.23. Нагружение винта силой затяжки и переменной внешней силой, изменяющейся по пульсационному закону

## 18.9. Способы повышения несущей способности резьбовых соединений

Нарушение работоспособности резьбовых соединений, нагруженных постоянной и переменной силой, как правило, происходит из-за разрушения винтов, значительно реже – гаек. Поэтому при конструировании резьбовых соединений особое внимание должно быть обращено на повышение несущей способности винтов. Рассмотрим основные приемы, повышающие прочность резьбовых соединений [5].

**Конструктивные и технологические приемы.** При действии на соединение переменных нагрузок разрушается винт на резьбовом участке. Основной причиной пониженного сопротивления усталости винта является высокая концентрация напряжений во впадинах витков резьбы, особенно в зоне первых рабочих витков. Поэтому снижение концентрации нагрузки по виткам резьбы позволяет повысить циклическую прочность резьбовых соединений. На рис. 18.24 приведены варианты выполнения гаек и винта в резьбовой зоне с улучшенным распределением нагрузки по виткам резьбы.

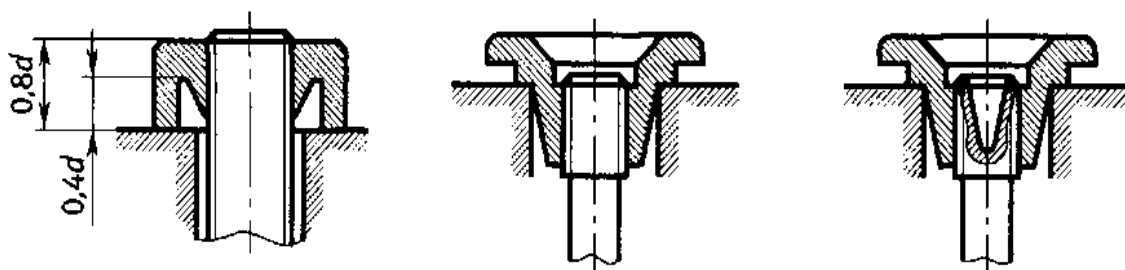


Рис. 18.24. Конструктивные способы повышения равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы

Из технологических мероприятий существенное повышение предела выносливости дает накатка резьбы, при которой волокна материала не перерезаются и, кроме этого, во впадинах резьбы после накатки создаются остаточные напряжения сжатия, положительно влияющие на характер напряженного состояния во впадинах при действии растягивающих сил. Для крупногабаритных резьбовых деталей повышение циклической прочности (до двух раз) достигается, если после нарезки резьбы и термообработки применяют обкатку впадин резьбы роликом.

**Снижение коэффициента основной нагрузки.** Снизить коэффициент основной нагрузки  $\chi$  можно путем увеличения податливости винтов в нерезьбовой части (рис. 18.25) за счет увеличения длины винта и уменьшения площади поперечного сечения. Снижения коэффициента  $\chi$  достигают также повышением жесткости стыка за счет снижения шероховатости сопрягаемых поверхностей, лучшей их пригонки, увеличения жесткости прокладок в случае необходимости их применения.

**Применение контролируемой затяжки.** При сборке резьбовых соединений в зависимости от их назначения и требований к металлоемкости применяют либо контролируемую, либо неконтролируемую затяжки. Контроль силы при затяжке осуществ-

ляют чаще всего по величине момента заворачивания, используя для этого специальный динамометрический ключ или ключ предельного момента. Более точно затяжку можно контролировать по величине удлинения стержня винта. Использование контролируемой затяжки позволяет более точно определить нагрузку на винты. При этом коэффициенты безопасности при расчетах на статическую прочность снижают в 1,5...2 раза по сравнению с неконтролируемой затяжкой, что приводит к уменьшению диаметров винтов на 20...30%.

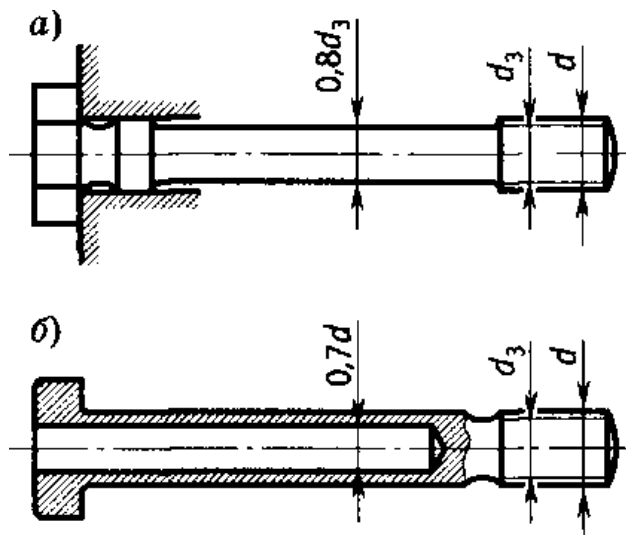


Рис. 18.25. Винты с повышенной податливостью:  
*a* – увеличение длины винта; *б* – уменьшение площади поперечного сечения

## Тема 19. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Соединения с натягом относят к неразъемным, хотя они занимают промежуточное положение между разъемными и неразъемными соединениями. Эти соединения можно разбирать без разрушения деталей, однако повторная их сборка не обеспечивает той же надежности соединения, что первичная.

*Соединения деталей с натягом* – это соединения, в которых детали удерживаются силами трения. Силы трения обусловлены созданием распределенной нормальной нагрузки (давления) на сопряженных поверхностях соединяемых деталей. Величина нормальной нагрузки зависит от величины натяга. *Натяг* – это разность размеров охватываемой и охватывающей деталей. Посадочный размер охватываемой детали делают несколько больше посадочного размера охватывающей детали. После сборки посадочный размер деталей становится общим, при этом посадочный размер охватывающей детали в результате упругих деформаций увеличивается, а охватываемой – уменьшается.

### 19.1. Цилиндрические соединения с натягом

Эти соединения применяют для установки на валы зубчатых колес, колец подшипников качения и других деталей, рис. 19.1, б, г. Соединения с натягом также применяют для изготовления сложных составных деталей (коленчатые валы, составные зубчатые и червячные колеса и др.), рис. 19.1, а, в.

Соединяемые детали могут быть изготовлены из одинаковых или разных материалов.

*Достоинства* соединений:

- достаточно простая технология получения соединения;
- хорошее центрирование соединяемых деталей;
- способность воспринимать значительные динамические нагрузки, удары, колебания.

*Недостатки*:

- большое рассеяние прочности соединения среди одной партии в связи с разбросом действительных размеров сопрягаемых поверхностей деталей в пределах их полей допусков и значений коэффициента трения;
- снижение усталостной прочности валов в зоне посадки вследствие концентрации напряжений;
- трудности неразрушающего контроля прочности соединения;

- сложность сборки и разборки при больших натягах и размерах соединяемых деталей;
- возможность повреждения посадочных поверхностей при разборке.

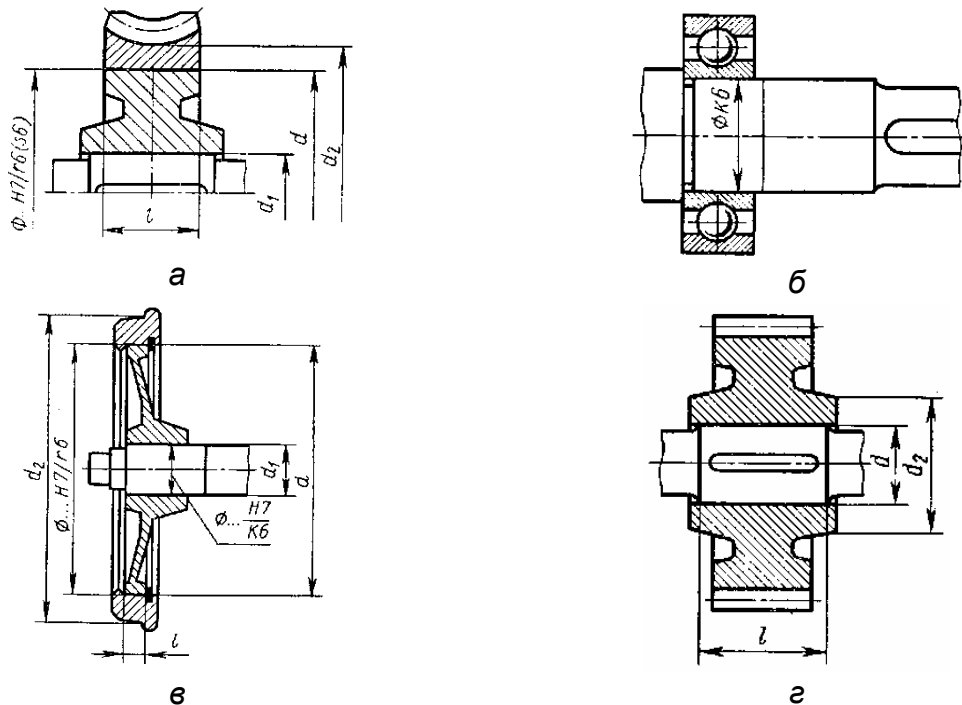


Рис. 19.1. Соединения с натягом: а – в составном червячном колесе; б – при посадке подшипников на вал; в – в локомотивных колесах; г – в соединении зубчатых колес с валами

Различают следующие способы получения соединения с натягом:

*Запрессовка* – простейший способ, при наличии необходимого оборудования обеспечивающий возможность контроля за нагрузкой отдельного соединения путем измерения силы запрессовки. Однако при запрессовке существует опасность повреждения посадочных поверхностей, кроме того, снижается коэффициент трения (сцепления) из-за сглаживания микронеровностей на поверхности контакта.

*Нагрев* охватываемой детали – технологически отработанный способ, обеспечивающий высокий коэффициент трения (сцепления) и, как следствие, повышение нагрузочной способности соединения в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, так как отсутствует сглаживание микронеровностей на поверхности контакта. Однако контроль нагрузочной способности такого соединения затруднен.

*Охлаждение* охватываемой детали применяют для установки с натягом небольших деталей в крупные детали (корпуса машин, станины); по свойствам этот способ аналогичен нагреву охватываемой детали.

**Расчет соединения** включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей. Необходимая величина натяга определяется потребным давлением на посадочной поверхности. Давление  $p$  должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил. При нагружении соединения осевой силой  $F_a$  (рис. 19.2, а) условие прочности

$$F_a \leq \frac{\pi d l p f}{S}, \text{ откуда } p \geq \frac{S F_a}{\pi d l f}, \quad (19.1)$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $d$  и  $l$  – соответственно диаметр и длина посадочной поверхности;  $S$  – коэффициент запаса сцепления.

При нагружении соединения вращающим моментом  $T$  (рис. 19.1, б) условие прочности

$$T \leq \frac{\pi d l p f}{S} \cdot \frac{d}{2}, \text{ откуда } p \geq \frac{2 S T}{\pi d^2 l f}. \quad (19.2)$$

При одновременном нагружении вращающим моментом  $T$  и сдвигающей силой  $F_a$  (рис. 19.2, в) расчет ведут по равнодействующей окружной и осевой силе  $R$

$$R = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \frac{\pi d l p f}{S}, \text{ откуда } p \geq \frac{S R}{\pi d l f}. \quad (19.3)$$

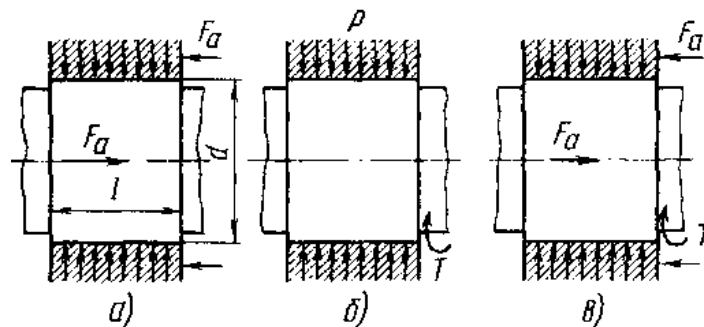


Рис. 19.2. Расчетные схемы соединений с натягом

Эти формулы применимы для соединений при  $\frac{l}{d} \leq 0,8 - 1,0$ , т. к. в этом случае можно говорить о приблизительно равномерном распределении давления  $p$  вдоль образующей. В действительности давление  $p$  распределено по поверхности контакта неравномерно, и это сказывается на усталостной прочности вала.

Для обычных условий нагружения соединения коэффициент трения  $f$  выбирают по табл. 19.1 (при вибрационной нагрузке  $f$  уменьшают на 30%).

**Коэффициенты трения  $f$  в соединениях с натягом  
при стальной охватываемой детали [5]**

Материал охватывающей детали	Состояние поверхности	Способ сборки	Коэффициент трения $f$
Сталь	Без покрытия	Тепловой Запрессовка	0,14 0,08
Сталь	Поверхность вала упрочнена ХТО (цементация, азотирование)	Тепловой	0,28
Чугун	Без покрытий	Запрессовка со смазочным материалом	0,08
		Запрессовка без смазочного материала	0,09
		Тепловой	0,13
Латунь, бронза	Без покрытий	Запрессовка Тепловой	0,05 0,05
Алюминиевые сплавы	Без покрытий	Запрессовка без смазочного материала Тепловой	0,03 0,045

Следует подчеркнуть, что коэффициент трения зависит от материалов соединяемых деталей и от способа получения соединения. При тепловой сборке гребешки микронеровностей посадочных поверхностей не срезаются и коэффициент трения увеличивается. Еще больше повышается коэффициент трения (до 0,45...0,7) при осаждении в процессе химического никелирования на поверхности вала тонкого слоя из твердых частиц карбида бора или карбида кремния.

В быстровращающихся деталях давление на посадочной поверхности может быть ослаблено центробежными силами. Поэтому для этих деталей расчетное посадочное давление увеличивают на величину напряжений растяжения от центробежных сил на том же радиусе в целой детали.

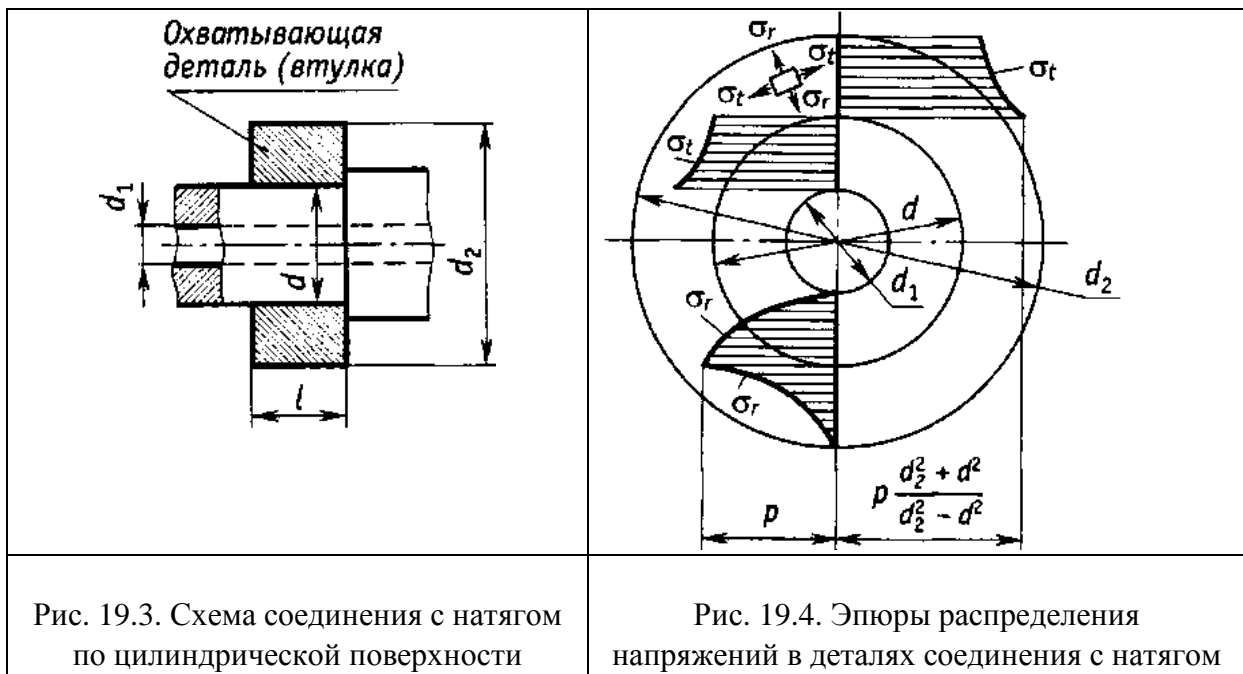
*Натяг  $N$*  цилиндрического соединения (рис. 19.3), равный деформации деталей соединения, связан с контактным давлением  $p$  зависимостью Ламе

$$N = 10^3 pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (19.4)$$

где  $N$  – расчетный натяг, мкм;  $d$  – посадочный диаметр, мм;  $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (ступицы) деталей:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \quad (19.5)$$

где  $d_1$  – диаметр отверстия охватываемой детали (вала), мм;  $d_2$  – наружный диаметр охватывающей детали (ступицы), мм;  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материала соответственно охватываемой и охватывающей деталей, МПа;  $\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материалов соответственно охватываемой и охватывающей деталей.



Подставив в формулу Ламе (19.4) давление  $p$ , найденное по формулам (19.1)...(19.3), можно получить минимально допустимый расчетный натяг  $N_{\min}$ , необходимый для передачи внешней нагрузки. При сборке соединения запрессовкой микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются, происходит ослабление расчетного натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку  $U$  (мкм) на сглаживание микронеровностей при сборке:

$$U = 1,2(R_{a1} + R_{a2}) \approx 5,5(R_{z1} + R_{z2}), \quad (19.6)$$

где  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  – средние арифметические отклонения профилей;  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  – высота микронеровностей [5, 6].



Тогда величина расчетного натяга будет равна

$$N_p = N_{\min} + U. \quad (19.7)$$

После сборки соединения на посадочной поверхности деталей возникает нормальное к поверхности контакта давление, которое равномерно распределено по поверхности сопряжения и является внешней нагрузкой. Приблизительно детали соединения (валы и ступицы) относят к толстостенным трубам, нагруженным внешним и внутренним давлением. Торцы труб свободны от нагрузок, поэтому поперечные сечения остаются плоскими. При таких допущениях напряжения в деталях соединений с натягом можно определять по формулам Ламе. Эпюры распределения в поперечном сечении деталей соединения нормальных окружных напряжений  $\sigma_t$  и нормальных радиальных напряжений  $\sigma_r$ , согласно решению Ламе имеют вид, показанный на рис. 19.4. Наибольшие напряжения  $\sigma_r$  действуют на поверхности сопряжения деталей, а наибольшие напряжения  $\sigma_t$ , действуют на внутренней поверхности охватываемой детали (ступицы):

$$\sigma_t = p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}; \quad \sigma_r = -p. \quad (19.8)$$

Если детали изготовлены из одинаковых материалов, обычно более слабым элементом оказывается охватываемая деталь. Ее рассчитывают на прочность. Для стандартной посадки, подобранной по нагрузочной способности соединения, находят  $N_{ct\max}$ . Вводя поправку  $U$ , находят максимальный расчетный натяг [5]

$$N_{\max} = N_{ct\max} - U. \quad (19.9)$$

Используя формулу Ламе (19.4), определяют соответствующее максимальное давление на поверхности контакта при максимальном натяге, далее максимальные нормальные окружные и нормальные радиальные напряжения по формулам (19.8).

Сила  $F_{np}$ , необходимая при сборке запрессовкой, определяется по условию зависимости

$$F_{np} \geq \pi d l p_{\max} f_{np}, \quad (19.10)$$

где  $p_{\max}$  – давление, соответствующее возможному максимальному натягу  $N_{ct\max}$  выбранной посадки;  $f_{np}$  – коэффициент трения при прессовании, т. е. при сборке запрессовкой. Среднее значение  $f_{np}$  принимают для сочетаний материалов: сталь – сталь  $f_{np} = 0,22$ , сталь – чугун  $f_{np} = 0,14$ , сталь – бронза или латунь  $f_{np} = 0,1$ .

Температура нагрева, °С, охватывающей детали при тепловой сборке

$$T_2 = 20 + \frac{N_{\text{ст max}} + \Delta_{\text{сб}}}{\alpha_2 d \cdot 10^3}, \quad (19.11)$$

температура охлаждения, °С, охватываемой детали при сборке охлаждением

$$T_1 = 20 - \frac{N_{\text{ст max}} + \Delta_{\text{сб}}}{\alpha_1 d \cdot 10^3}, \quad (19.12)$$

где  $\Delta_{\text{сб}}$  – минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку, мкм;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ ,  $1/^\circ\text{C}$  – коэффициенты линейного расширения охватываемой и охватывающей детали (в среднем для стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ ,  $1/^\circ\text{C}$ , для чугуна  $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$ ,  $1/^\circ\text{C}$ , для бронз  $\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$ ,  $1/^\circ\text{C}$ , для алюминиевых сплавов  $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$ ,  $1/^\circ\text{C}$ ).

Температура нагрева для закаленных деталей не должна быть выше температуры отпуска, при которой твердость и прочность детали снижается. Для сталей допускаемая температура нагрева  $[T] = 230 - 240^\circ\text{C}$ , для бронз –  $[T] = 150 - 200^\circ\text{C}$ . Охватываемую деталь охлаждают сухим льдом (углекислотой), у которого температура испарения  $-79^\circ\text{C}$  или жидким азотом с температурой испарения  $-196^\circ\text{C}$ . Охлаждение валов применяют ограничено из-за возможности коррозии, т. к. холодный вал сразу покрывается инеем [6].

## 19.2. Конусные соединения с натягом

В этих соединениях вал и ступица контактируют по конической поверхности и их обычно применяют для закрепления деталей на концах валов. Вращающий момент  $T$  между валом 1 и ступицей 2 (рис. 19.5) передается трением, возникающим в результате приложения осевой силы. При затяжке гайки 3 ступица 2 перемещается вдоль вала 1 и прижимается к нему.

*Достоинства* конусных соединений:

- простота конструкции;
- вал и ступица не ослабляются шпоночными пазами или шлицами;
- несущую способность соединения можно изменять в определенных пределах, варьируя силу затяжки;
- конусные соединения собирают при любом угловом положении ступицы относительно вала.

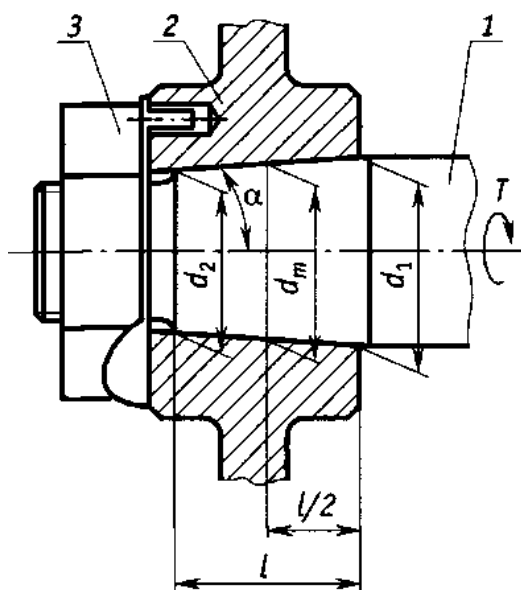


Рис. 19.5. Конусное соединение с натягом

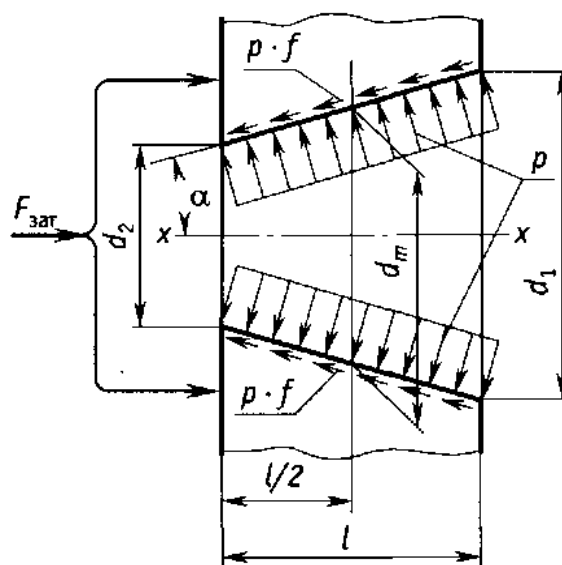


Рис. 19.6. Расчетная схема конусного соединения с натягом

#### Недостатки:

- конусные посадочные поверхности требуют высокой точности изготовления;
- с течением времени осевая сила уменьшается из-за сглаживания контактирующих поверхностей.

Конусные соединения являются соединениями с натягом по коническим поверхностям и с увеличением угла наклона  $\alpha$  при действии одинаковой осевой силы снижается давление  $p$  на посадочной поверхности и, следовательно, нагрузочная способность, но уменьшается склонность к самозаклиниванию.

Расчет проводят в предположении, что на конусной поверхности контакта действует равномерно распределенное давление  $p$  и поэтому силы трения  $fp$  ( $f$  – коэффициент трения) распределены по поверхности сопряжения также равномерно [5]. Давление  $p$  связано с силой затяжки выражением (рис. 19.6)

$$p = \frac{F_{зат}}{\pi d_m l (\sin \alpha + f \cos \alpha)}, \quad (19.13)$$

где  $F_{зат}$  – осевая сила (сила напрессовки ступицы на вал);  $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$  – средний диаметр;  $l$  – длина соединения (длина конусной посадочной поверхности);  $\alpha$  – угол конуса.

Вращающий момент  $T$ , которым можно нагрузить соединение, рассчитывается по формуле

$$T = \frac{F_{зам} d_m f}{2S(\sin \alpha + f \cos \alpha)}, \quad (19.14)$$

где  $S$  – коэффициент запаса сцепления. В расчетах назначают  $S = 1,3 \dots 1,5$  (большее значение – для ответственных соединений).

Для увеличения несущей способности и прочности соединений с натягом целесообразно придерживаться следующих *правил* [44]:

- снижать давление на посадочных поверхностях увеличением длины или диаметра соединения;
- уменьшать напряжения оптимальным выбором толщины стенок охватывающей и охватываемой деталей;
- избегать резких изменений сечений соединяемых деталей на участке соединения для предотвращения концентрации напряжений;
- снижать концентрацию напряжений на кромках соединения путем уменьшения сечений ступицы по направлению к торцам;
- подвергать посадочные поверхности упрочняющей обработке пластической деформацией (дробеструйному наклепу, накатыванию валов, раскатыванию или дорнованию отверстий);
- применять гальваническое покрытие контактных поверхностей мягкими металлами (цинком, медью, кадмием);
- охватывающим деталям следует придавать достаточную жесткость во избежание деформации под силой запрессовки.

# ПРУЖИНЫ И НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

## Тема 20. УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Упругие элементы – металлические и неметаллические – широко распространены в машиностроении. Их применяют:

- для создания заданных постоянных сил – начального сжатия или натяжения в передачах трением, фрикционных муфтах, тормозах, предохранительных устройствах, подшипниках; а также для уравнивания сил тяжести и других сил;
- для силового замыкания кинематических пар, в основном в кулачковых, чтобы исключить влияние зазоров на точность перемещений или упростить конструкции;
- для выполнения функций двигателя на основе предварительного аккумулирования энергии путем завода, например часовые пружины;
- для виброизоляции в транспортных машинах (автомобилях, вагонах), приборах, виброизоляционных опорах машин и т. д.;
- для восприятия энергии удара – буферные пружины, применяемые в подвижном железнодорожном составе, т. д. Благодаря упругим элементам энергия удара поглощается на больших перемещениях и сила удара соответственно уменьшается;
- для измерения сил, температур, перемещений, осуществляемого по упругим деформациям пружин (в измерительных приборах).

Работа упругих элементов в машинах заключается в накоплении энергии и ее последующей отдаче или в осуществлении требуемого постоянного нажатия. Для возможности накопления большого количества энергии на единицу массы целесообразно применять элементы с возможно более равномерным напряженным состоянием [25]. При этом упругие элементы имеют минимальные габариты.

### 20.1. Пружины

В широком диапазоне нагрузок указанным требованиям в наибольшей степени удовлетворяют *пружины*. Широкий спектр функциональных требований определил и большое разнообразие пружин [10] (рис. 20.1). В зависимости от вида воспринимаемой нагрузки они делятся на пружины растяжения (рис. 20.1, а), сжатия (рис. 20.1, б – з), кручения (рис. 20.1, и, к), изгиба (рис. 20.1, л, м).

*Пружины растяжения* навивают без просвета и так, чтобы было обеспечено начальное давление между витками, равное  $1/3 - 1/4$  предельной нагрузки. Для соединения с другими деталями используют прицепы в виде изогнутых витков (рис. 20.1, а), конических переходов с крючками, винтовых пробок с крючками и т. д.

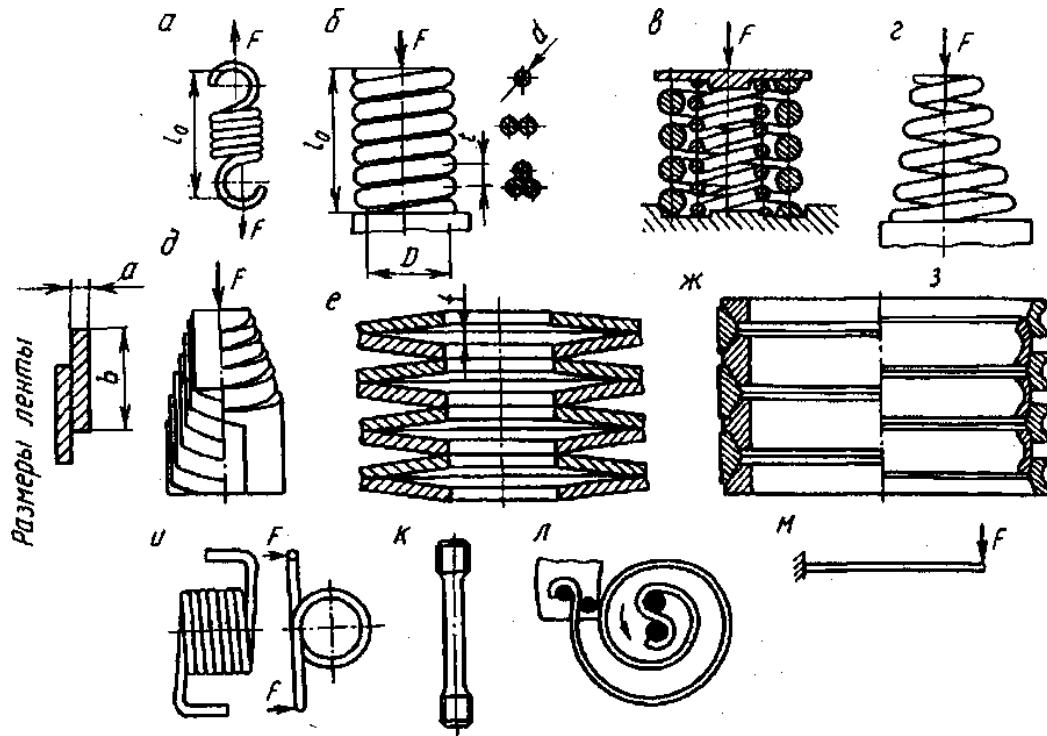


Рис. 20.1. Основные типы пружин: а – пружины растяжения; б – з – пружины сжатия; и, к – пружины кручения; л, м – пружины изгиба

*Пружины сжатия* навивают с просветом между витками. Крайние витки обычно поджимают и сошлифовывают так, чтобы ось пружины была перпендикулярна к опорной поверхности. Чтобы избежать потери устойчивости при отношении высоты пружины в свободном состоянии к диаметру пружины больше трех, ее следует ставить на оправки либо монтировать в направляющих стаканах.

Для получения повышенной податливости при небольших габаритах применяют *многожильные витые пружины* (на рис. 20.1 показаны сечения таких пружин). Изготовленные из высокосортной проволоки они обладают повышенной эластичностью, большой статической прочностью и хорошей амортизационной способностью. Вместе с тем из-за повышенного износа, вызванного трением между проволоками, контактной коррозией и пониженной усталостной прочностью, применять их для переменных нагрузок при большом числе циклов нагружений не рекомендуется.

*Составные пружины* (рис. 20.1, в) используют при больших нагрузках и для ослабления резонансных явлений. Они состоят из нескольких (обычно двух) концентрически расположенных пружин сжатия, воспринимающих нагрузку одновременно. Для устранения закручивания торцевых опор и перекоса пружины должны иметь правое и левое направление навивки. Между ними должен быть достаточный радиальный зазор, а опоры сконструированы так, чтобы отсутствовало боковое сползание пружин.

Для получения нелинейной нагрузочной характеристики используют *фасонные* (в частности, конические) *пружины* (рис. 20.1, г), проекции витков которых на опорную плоскость имеют вид спирали (архимедовой или логарифмической).

Витые цилиндрические *пружины кручения* изготавливают из круглой проволоки аналогично пружинам растяжения и сжатия. Просвет между витками у них несколько больше (во избежание трения при нагружении). Они имеют специальные зацепы, с помощью которых внешний скручивающий момент нагружает пружину, вызывая поворот поперечных сечений витков.

При значительных крутящих моментах, сравнительно небольшой податливости и свободе перемещений в осевом направлении применяют *торсионные валы* (рис. 20.1, к).

При больших осевых нагрузках и малых перемещениях могут использовать *тарельчатые* и *кольцевые пружины* (рис. 20.1, е, ж), причем последние благодаря значительному рассеиванию энергии широко используют в мощных амортизаторах.

При ограниченных габаритах по оси и небольших крутящих моментах применяют *плоские спиральные пружины* (рис. 20.1, л).

Материалы для пружин должны иметь высокие и стабильные во времени упругие свойства. Делать пружины из материалов низкой прочности нецелесообразно. Масса геометрически подобных пружин при заданной нагрузке и упругом перемещении обратно пропорциональна квадрату допускаемого напряжения. Это связано с тем, что пружины из менее прочных материалов в целях сохранения заданной жесткости приходится делать повышенных диаметров и, следовательно, витки их нагружены большими моментами, чем у пружин из более прочных материалов. Эффективность применения высокопрочных материалов для пружин связана также с меньшей концентрацией напряжений в пружинах, чем в других деталях, и с меньшими размерами сечений витков. Соотношение размеров витых пружин из разных материалов показано на рис. 20.2.

Пружины изготавливают из материалов, обладающих высокой прочностью и стабильными упругими свойствами. Такими качествами после соответствующей термической обработки обладают высокоуглеродистые стали марок 65, 70, марганцовистые стали 65Г, 55ГС, кремнистые стали 60С2, 60С2А, 70С3А, хромованадиевая сталь 51ХФА и др. Для работы в агрессивных средах используются сплавы цветных металлов: бронзы БрОЦ4-1, БрКМц3-1, БрБ-2, монель-металл НМЖМц 28-25-1,5, латуни и др. [10]. Заготовками для изготовления пружин служат проволока, прутки, полосовая сталь, лента.

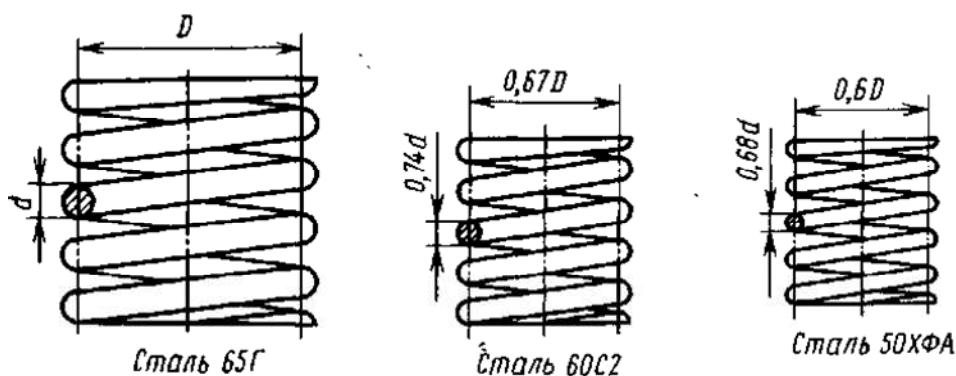


Рис. 20.2. Сравнительные размеры пружин из разных материалов

### 20.1.1. Цилиндрические витые пружины растяжения и сжатия

Основное применение в машиностроении имеют пружины из круглой проволоки благодаря их наименьшей стоимости и в связи с тем, что витки круглого сечения лучше других работают на кручение. Пружины с витками квадратного и прямоугольного сечения применяют при больших нагрузках, т. к. они позволяют лучше использовать габариты, а также в случаях, когда из-за трудности навивки пружины вырезают из трубы. Их используют в качестве пружин сжатия.

По ГОСТ 13764-86 пружины разбиты на классы. К отличительным признакам класса относятся выносливость рассчитываемой пружины и инерционное соударение витков. Классы пружин в зависимости от нагрузки при максимальной деформации, диаметра проволоки и максимальных касательных напряжений делятся на разряды.

Пружины характеризуются следующими основными геометрическими параметрами (рис. 20.3):

- диаметр проволоки  $d$  или размеры сечения витков;
- средний диаметр пружины  $D$ , а также наружный диаметр  $D + d$  и внутренний диаметр  $D - d$ ;



- индекс пружин  $c = D/d$ ;
- шаг витков  $h$ ;
- угол подъема витков  $\alpha$ :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi D};$$

- длина рабочей части  $H_p$ ;
- число рабочих витков  $n$ .

Расчет диаметра проволоки  $d$  ведут из условия прочности по следующей формуле:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{kF_2c}{[\tau]_к}}, \quad (20.1)$$

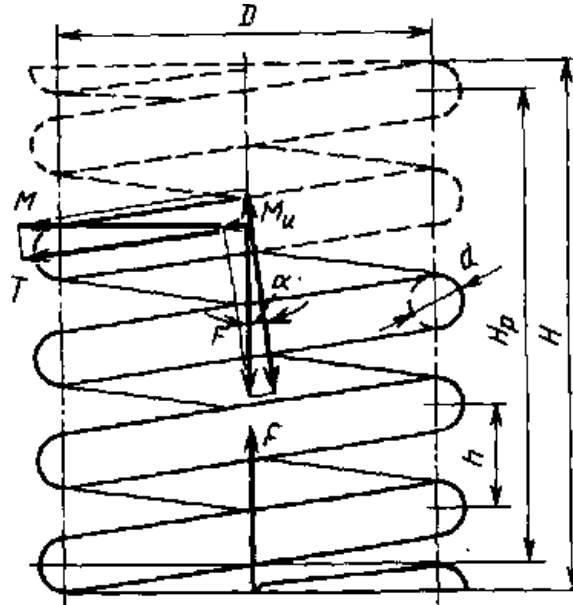


Рис. 20.3. Расчетная схема витой пружины

где  $F_2$  – рабочее усилие;  $k$  – коэффициент, учитывающий кривизну витков и форму сечения:

$$k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,65}{c} \quad \text{при } c \geq 4; \quad [\tau]_к - \text{допускаемое касательное напряжение:}$$

для пружин из сталей 60С2, 60С2Н2А и 50ХФА принимают 400...750 МПа (большие значения при действии статических нагрузок, меньшие – для ответственных динамически нагруженных пружин), для неответственных пружин  $[\tau]_к = (0,4 - 0,6)\sigma_b$  [26].

Необходимое число рабочих витков  $n$  определяют по заданному ходу (упругому перемещению)  $\delta$  пружины

$$n = \frac{\delta}{\lambda(F_2 - F_1)}, \quad (20.2)$$

где  $\lambda = \frac{8c^3}{Gd}$  – осевая податливость одного витка;  $G \approx 0,384E$  – модуль сдвига;  $F_1$  – предварительное усилие (предварительная затяжка) в зависимости от назначения пружины  $F_1 = (0,1 - 0,5)F_2$ .

Число витков округляют до полувитка при  $n \leq 20$  и до одного витка при  $n > 20$ .

Полное  $n_1$  число витков

$$n_1 = n + (1,5 - 2,0). \quad (20.3)$$

Дополнительные 1,5-2 витка идут на поджатие для создания опорных поверхностей у пружины.

*Полная длина  $H$  ненагруженной пружины*

$$H = H_3 + n(h - d), \quad (20.4)$$

где  $H_3 = (n_1 - 0,5)d$  – длина пружины, сжатой до соприкосновения соседних рабочих витков.

*Максимальная осадка  $\delta_3$  пружины, т. е. перемещение торца пружины до полного соприкосновения витков определяют по формуле*

$$\delta_3 = \frac{\pi D^2 n}{Gkd} \cdot [\tau]_к. \quad (20.5)$$

*Шаг пружины приблизительно можно определить из следующего соотношения:*

$$h = d + \frac{(1,1 - 1,2)}{n} \delta_3. \quad (20.6)$$

*Необходимая для изготовления пружины длина  $L$  проволоки*

$$L \approx 3,2Dn. \quad (20.7)$$

*Максимальное касательное напряжение  $\tau_{\max}$  для пружин с углом подъема витка  $\alpha \leq 12^\circ$*

$$\tau_{\max} = \frac{8kFc}{\pi d^2}, \quad (20.8)$$

где  $F$  – осевая сила.

Пружины, работающие с большим числом циклов нагружения (например, клапанные в двигателях внутреннего сгорания), нужно проверять на сопротивление усталости. Расчет ведется в форме определения запаса прочности  $S_r$  [10]:

$$\frac{1}{S_r} = \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_B}, \quad (20.9)$$

где  $\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$  – амплитуда изменения напряжений;  $\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$  – среднее напряжение цикла;  $\tau_{-1} \approx 0,4\tau_g$  – предел прочности материала при сдвиге.

Запас прочности пружин  $S_r$  выбирается равным 1,5...2,4 в зависимости от ответственности пружины, материала.

### 20.1.2. Тарельчатые пружины

Тарельчатая пружина – это пологая коническая оболочка с отверстием (рис. 20.4), позволяет проектировать узлы с различными упругими свойствами [10].

Варьируя отношение стрелы прогиба  $f_3$  к толщине металла  $s$ , можно получить различные нагрузочные характеристики. Кроме того, их можно изменить за счет различного расположения пружин в пакете, а также комбинировать пакеты различных пружин. Таким образом, используя тарельчатые пружины, можно создавать компактные и удобные конструкции, удовлетворяющие различным функциональным требованиям.

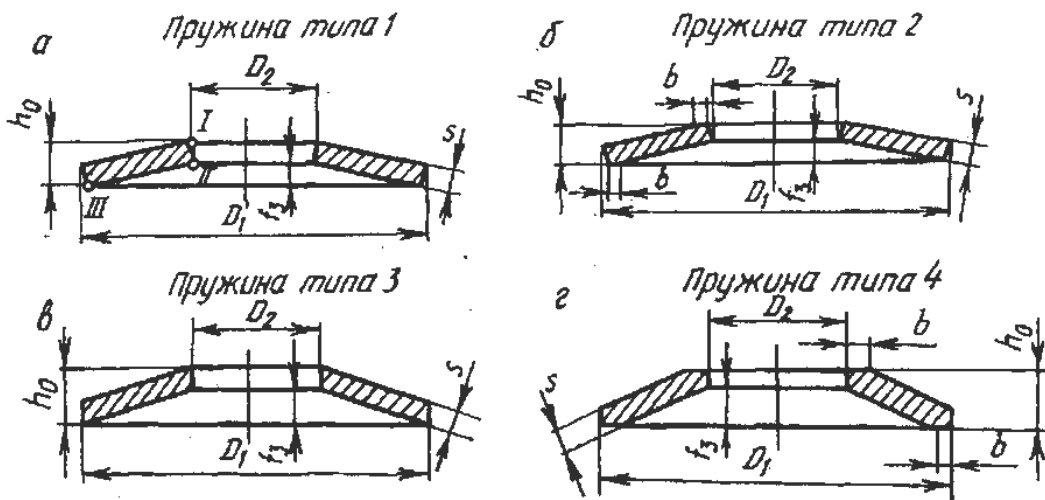


Рис. 20.4. Типы тарельчатых пружин

По виду нагружения пружины подразделяются на два класса, а по исполнению их разделяют на 4 типа:

- пружины с наклонными кромками (тип 1, рис. 20.4, а);
- пружины с наклонными кромками и опорными поверхностями при толщине пружин более 3 мм (тип 2, рис. 20.4, б);
- пружины с параллельными кромками (тип 3, рис. 20.4, в);
- пружины с параллельными кромками и опорными плоскостями (тип 4, рис. 20.4, г).

По точности контролируемых сил или деформаций пружины подразделяются на группы:

- 1) с предельными отклонениями сил или деформаций  $\pm 5\%$ ;
- 2) с предельными отклонениями сил или деформаций  $\pm 10\%$ ;
- 3) с предельными отклонениями сил или деформаций  $\pm 20\%$ .

Пружины изготавливаются из сталей марок 60С2А или 60С2, 51ХФА, 65С2ВА штамповкой в холодном и горячем (при  $s > 8$  мм) состоянии, подвергаются закалке и отпуску. Твердость пружин составляет 44...50 НРС<sub>9</sub>. Для придания товарного вида и предохранения от коррозии пружины подвергаются химическому оксидированию с пропиткой нейтральными маслами.

Для повышения статической прочности и, главным образом, для получения стабильной нагрузочной характеристики пружины подвергают заливоливанию, т. е. сжатию до полного сплющивания и выдерживанию в таком состоянии в течение 12 ч. При этом в отдельных зонах (по поясам отверстия и опорному поясу большого диаметра) возникают зоны пластически деформируемого металла. При разгрузке здесь появляются остаточные напряжения, знак которых противоположен знаку напряжения рабочей нагрузки.

Критерий отказа пружины – разрушение. Критерий предельного состояния – возникновение остаточной деформации более 10%.

Пружины, предназначенные для восприятия ударных нагрузок с целью дополнительной стабилизации силовых и геометрических параметров, подвергают копровой или стендовой отбивке.

Пружины применяются поштучно или в пакетах. При этом используют либо последовательную (пружины соприкасаются друг с другом по опорным поясам), либо параллельную (пружины вкладываются одна в другую) схему сборки. Первая дает увеличение хода при постоянной нагрузочной способности, вторая увеличивает нагрузочную способность при неизменном ходе. При циклических нагрузках предпочтительнее первая схема, т. к. влияние контактной и фрикционной коррозии при параллельной схеме сборки снижает циклическую стойкость пружин [10].

Тарельчатые пружины подбирают по таблицам из ГОСТ 3057-90.

### **20.1.3. Пружины кручения**

Витые цилиндрические пружины кручения по своей конструкции аналогичны витым пружинам растяжения и сжатия. Во избежание трения при нагружении их навивают с небольшим просветом между витками (порядка 0,5 мм). Они имеют особые прицепы для передачи пружине закручивающего момента (рис. 20.5). Пружины обычно устанавливают на оправках.

При нагружении пружины в каждом ее сечении действует момент  $M$ , равный внешнему моменту, закручивающему пружину. Вектор этого момента направлен вдоль оси пружины (рис. 20.5, б). Этот момент раскладывается на момент, изгибающий виток,  $M_u = M \cos \alpha$  и крутящий момент  $T = M \sin \alpha$ .

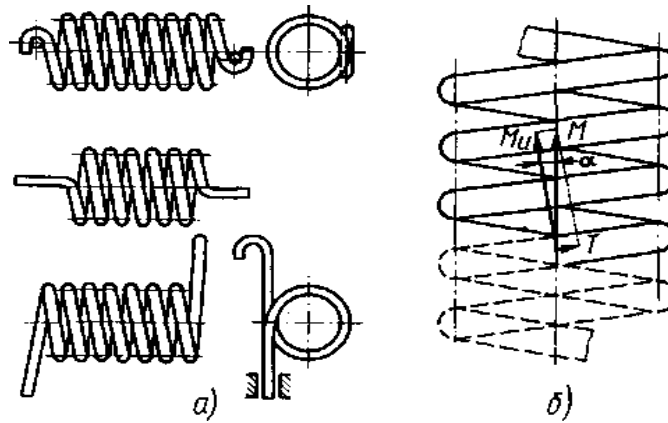


Рис. 20.5. Витые пружины кручения: *a* – виды крепления; *б* – расчетная схема

В связи с тем, что в пружинах кручения так же, как и в пружинах растяжения и сжатия, угол подъема витков обычно  $\alpha < 12...15^\circ$ , допустимо вести расчет витков только на изгиб моментом  $M_u \approx M$  и пренебречь кручением [25]. *Наибольшее напряжение изгиба* витков, имеющее место на внутренней поверхности

$$\sigma_{\max} = \frac{kM}{W_u} \leq [\sigma]_u, \quad (20.10)$$

где  $k = \frac{4c-1}{4c-4}$  – коэффициент, учитывающий кривизну витков круглого сечения;  $W_u$  – момент сопротивления сечения витка на изгиб.

Допускаемое напряжение при изгибе для пружин  $[\sigma]_u$  выбирают порядка  $1,25[\tau]_к$ .

*Диаметр проволоки* для пружин с круглым сечением витков

$$d = 2,163 \sqrt[3]{\frac{kM}{[\sigma]_u}}. \quad (20.11)$$

*Угол закручивания* пружины (рад) может быть определен как угол взаимного упругого наклона концевых сечений бруса длиной  $L$ , равной суммарной длине витков пружины, под действием чистого изгиба моментом  $M$ :

$$\theta = \frac{M \pi D}{EI}, \quad (20.12)$$

где  $I$  – осевой момент инерции сечения витка пружины;  $E$  – модуль упругости материала пружины.

Потребное число витков определяют из условия, что при возрастании момента от установочного  $M_{\min}$  до максимального рабочего  $M_{\max}$  пружина должна получить заданный угол закручивания  $\theta$  и тогда

$$n = \frac{\theta EI}{\pi D(M_{\max} - M_{\min})}. \quad (20.13)$$

## 20.2. Резиновые и неметаллические упругие элементы

Резиновые упругие элементы применяют в конструкциях упругих муфт, вибро- и шумоизолирующих опорах и других устройствах для получения больших перемещений. Такие элементы обычно передают нагрузку через металлические детали.

Резина обладает рядом ценных качеств как амортизационный материал: очень высоким удлинением, большим внутренним трением, обеспечивающим эффективное гашение вибраций. Модуль упругости резины весьма низок (8...10 МПа), примерно в 20 000 раз меньше, чем у стали. Прочность на разрыв в среднем 10...20 МПа.

Высокомолекулярные материалы (полимерные материалы) могут из-за малого модуля упругости аккумулировать большее количество энергии на единицу массы, чем закаленные пружинные стали. Упругие элементы из синтетических материалов получают более простыми по форме, чем металлические, которые для получения значительных деформаций приходится составлять из нескольких листов (рессоры) или витков (пружины). В синтетических материалах упругие свойства удачно сочетаются с демпфирующими; основной недостаток материалов – старение. Синтетические материалы используют для изготовления собственно упругих элементов и упругих баллонов пневматических рессор и амортизаторов.

Элементы из синтетических материалов применяют в упругих муфтах, системах виброизоляции (упругие опоры) и т. д. Упругие элементы из этих материалов целесообразнее всего использовать при напряженных состояниях сдвига [25, 26, 44].

# ДЕТАЛИ КОРПУСОВ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ СМАЗЫВАНИЯ

## Тема 21. КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ. НАПРАВЛЯЮЩИЕ

### 21.1. Корпусные детали

Под *корпусными* понимают детали, основное назначение которых «нести» машины, рабочие органы и узлы различных приводов, заключать в себя детали и сборочные единицы, обеспечивать герметичность и безопасность.

Принято выделять следующие группы: станины, фундаментные плиты и корпусные детали [10] (рис. 21.1).

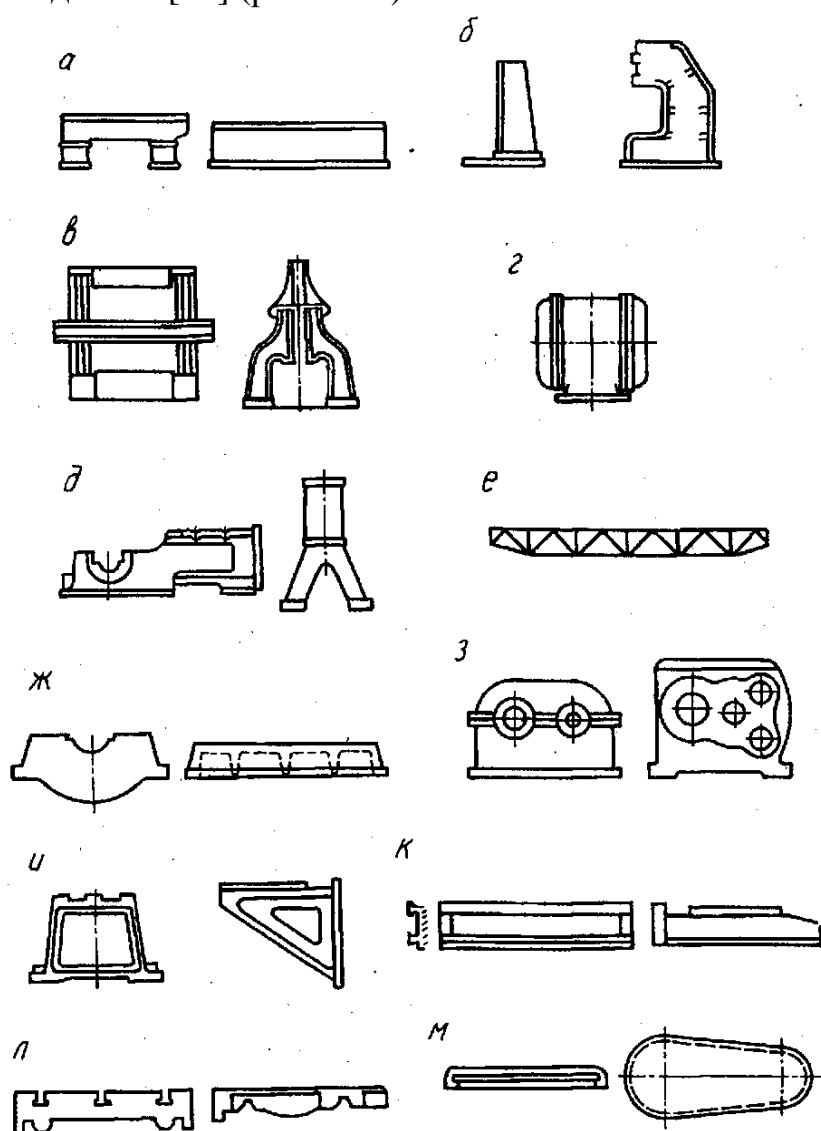


Рис. 21.1. Корпусные детали: *а* – станины горизонтальные; *б* – станины вертикальные; *в* – станины порталные; *г* – станины кольцевые; *д* – блоки цилиндров; *е* – рамы; *ж* – основания, плиты; *з* – коробки; *и* – стойки, кронштейны; *к* – поперечены, ползуны; *л* – столы, салазки; *м* – крышки, кожухи

*Станины* (рамы) «несут» на себе основные узлы машины, обеспечивая их правильное взаимное расположение как в подвижном, так и неподвижном состояниях (рис. 21.1, *a – e*).

На *плитах* закрепляются машины и их приводы (рис. 21.1, *ж*). В отличие от станин они не имеют направляющих.

*Корпусные детали* – детали с нечетко выраженными свойствами станин и плит (например, кронштейны, стойки и другие поддерживающие детали); подвижные корпусные детали (столы, суппорты, ползуны, направляющие); корпуса коробок, редукторов, подшипников; к этой же группе относят кожухи и крышки (рис. 21.1, *з – м*).

Изготавливают корпусные детали литьем, сваркой или комбинированным способом. На выбор последнего влияет ряд факторов: нагруженность деталей, их количество, весовые характеристики, и др. При большом объеме однотипных изделий и незначительной их нагруженности предпочтительнее литье; для единичного и мелкосерийного производства при значительной нагруженности деталей и жестких требованиях по массе больше подходит сварка. Весьма эффективен комбинированный способ, позволяющий значительно упростить и удешевить изготовление корпусных деталей, особенно со сложной конфигурацией. В общем случае назначение того или иного способа производится после сравнительного технико-экономического расчета.

Основным материалом при литье является серый чугун, реже высокопрочные чугуны и сталь или литейные сплавы цветных металлов (алюминиевые, магниевые, цинковые и другие, в частности, в космической технике применяют титан и его сплавы). Для сварных корпусных деталей используют углеродистые стали (ГОСТ 380-94), углеродистые качественные стали (ГОСТ 1050-88) в виде листов, полос, швеллеров и другого проката. Весьма перспективными считаются пластмассы, полиамидные и композитные материалы. Полученные литьем или прессованием изделия из этих материалов в условиях массового производства оказываются дешевыми, легкими, достаточно прочными и хорошо отвечающими требованиям современного дизайна.

К основным критериям надежности корпусных деталей относят *прочность, жесткость, износостойкость и долговечность*.

При конструировании рекомендуются внешние очертания отливки из прямолинейных участков с плавными криволинейными переходами; следует стремиться к максимальному уменьшению общих габаритов и особенно высоты, к устранению чрезмерно выступающих частей, больших



тонкостенных ребер, глубоких впадин и поднутрений, больших плоских горизонтальных поверхностей при малой толщине. У отливок при остывании должна быть возможность свободной усадки, чтобы избежать значительных остаточных напряжений.

Для отливок из серого чугуна, углеродистой стали, алюминиевых сплавов толщину стенок  $s$  (мм) можно определять в зависимости от приведенного габарита  $N$  детали:

$$N = \frac{2L + B + H}{3}, \quad (21.1)$$

где  $L, B, H$  – соответственно длина, ширина и высота отливки (м).

$N, \text{ м}$	0,05	0,15	0,3	0,7	1,0	1,5	2	3
$s, \text{ мм}$	4	5	6	8	10	12	15	20

Толщина внутренних ребер из-за более медленного охлаждения должна быть 0,6...0,7, а внешних – 0,8 толщины стенки. Высота ребер не должна превышать пятикратной толщины стенки. Толщину краев стенок отливок больших габаритов рекомендуется увеличивать для выравнивания температуры по сечению при охлаждении и для уменьшения напряжений. Утолщаются стенки у окон для образования платиков, приливов, бобышек, фланцев.

При невозможности обеспечения постоянной толщины стенок необходимо предусматривать плавные переходы (рис. 21.2). Стенки различной толщины следует соединять клиновыми переходами с уклоном от 1:5 до 1:10 (рис. 21.3) [44].

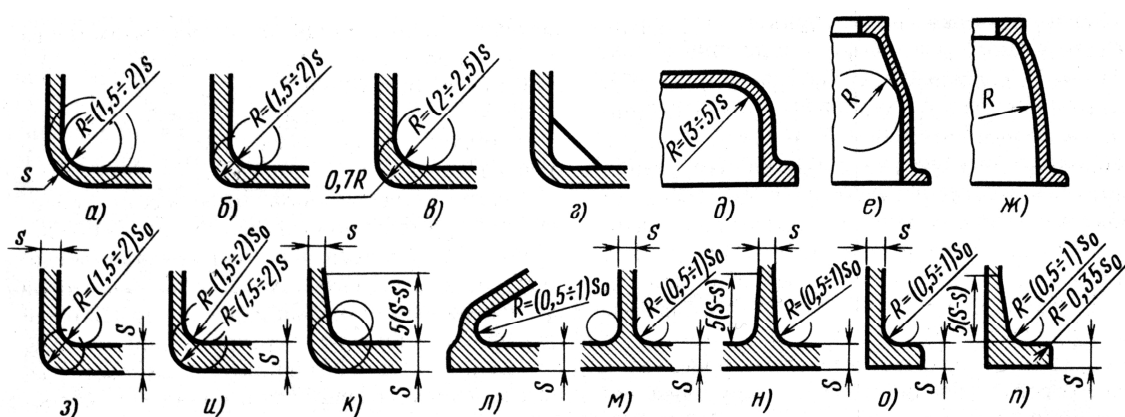


Рис. 21.2. Угловое сопряжение стенок:  $a - z$  – типовые формы;  $d$  – сопряжение по максимальному радиусу;  $e, ж$  – сопряжения стенок, сходящихся под тупым углом;  $z, u$  – типовые формы сопряжения стенок разной толщины;  $k$  – сопряжения стенок разной толщины под тупым углом;  $л$  – сопряжения стенок разной толщины под острым углом;  $м, н$  – Т-образное сопряжение стенок;  $o, п$  – сопряжение стенок с фланцами

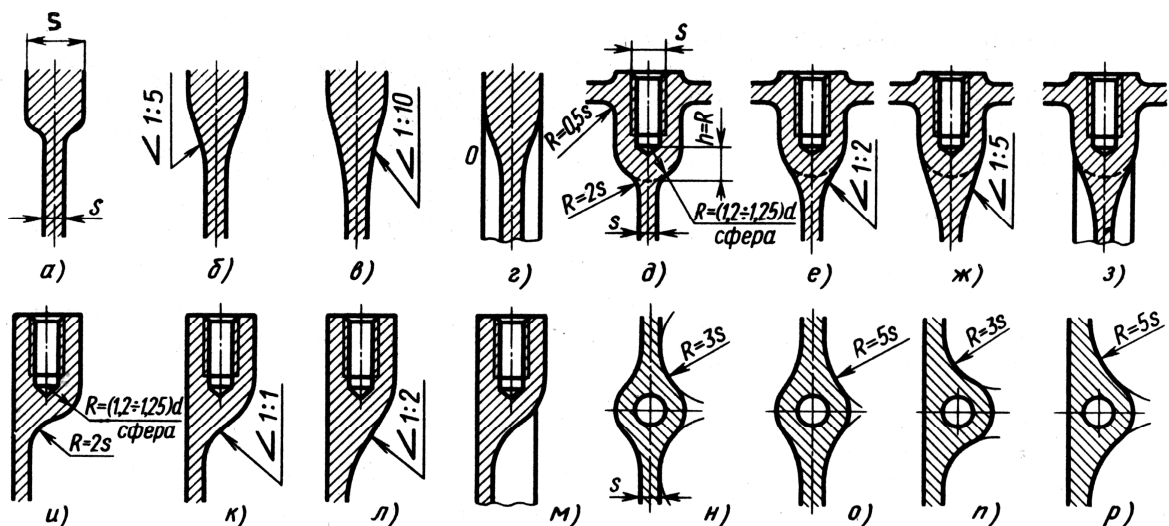


Рис. 21.3. Сопряжение участков отливки различной толщины:  
 а – г – с клиновым переходом и уклоном; д – р – сопряжения стенок с бобышками

Внешние обводы литых деталей рекомендуют снабжать рантами (рис. 21.4) с целью увеличения жесткости, повышения равномерности застывания.

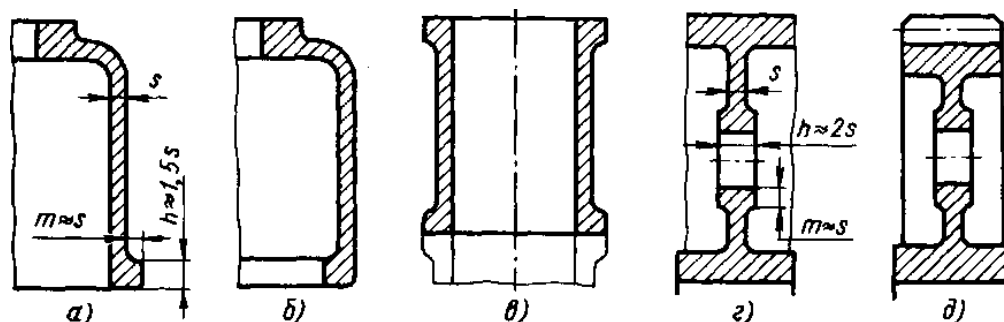


Рис. 21.4. Окантовка кромок: а – в – рантами;  
 г – д – окантовки облегчающих и технологических отверстий

Для увеличения жесткости и прочности литых деталей и как средство улучшения отливки применяют ребрение (рис. 21.5). Целесообразное расположение ребер позволяет улучшить питание элементов отливок и предупредить возникновение усадочных раковин и внутренних напряжений.

Сварные корпусные детали экономически более выгодны при единичном или мелкосерийном производстве, когда не оправдываются затраты на изготовление оснастки (кокилей, стержней и т. д.) или не освоено литье на предприятии. Детали изготовляют из сортового проката или в комбинации со штампованными, коваными, литыми элементами. Причем материал последних должен обладать хорошей свариваемостью (низкоуглеродистые стали, некоторые легированные стали), иначе сильно усложня-

ется технологический процесс сварки. Следует ограничиваться минимальным числом типозаготовок, максимально использовать гнутые и штампованные элементы, контуры элементов желательно ограничивать прямыми линиями; ребра, косынки не должны иметь острых углов, т. к. в этой зоне при сварке не обеспечивается полноценность шва. Форма свариваемых элементов и их взаимное расположение не должны затруднять сварку; следует избегать потолочных швов [10].

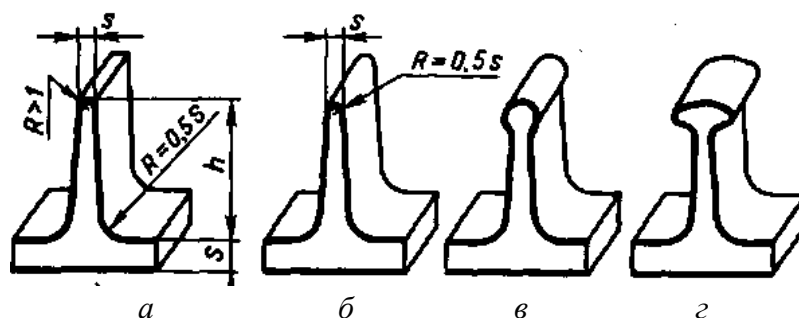


Рис. 21.5. Формы ребер: а, б – верхушка с закруглением; в – с бульбовым утолщением верхушки; г – с тавровым утолщением верхушки

## 21.2. Направляющие

*Направляющими* называется совокупность поверхностей скольжения (качения) двух сопрягаемых корпусных деталей, обеспечивающая возможность их относительного прямолинейного или вращательного движения.

*Направляющие скольжения* широко применяют в машинах. Наиболее распространены следующие группы направляющих [25]:

- направляющие металлорежущих станков, для которых характерны большие длины ходов, большие диапазоны скоростей (от малых скоростей подачи до значительных скоростей главного движения) и высокие требования к точности;
- направляющие кузнечно-прессовых машин, для которых характерны большие осевые нагрузки (в направлении перемещений) и повышенные температуры;
- направляющие ползунов (крейцкопфов) поршневых двигателей, для которых характерны нагрузки в одной плоскости (плоскости кривошипно-шатунного механизма), значительные скорости и в большинстве случаев повышенные температуры.

При стесненных габаритах применяют одну направляющую с замкнутым контуром (рис. 21.6, а и б): а) круглую цилиндрическую, наиболее простую в изготовлении; б) призматическую, когда на соединение действуют значительные моменты, стремящиеся его повернуть. Перемещаться может как охватываемая, так и охватывающая деталь. Круглые цилиндрические направляющие применяют также при необходимости поступательных и вращательных перемещений.

Преимущественно в машинах применяют по две направляющие (двойные, рис. 21.6, в – и), а в тяжелых машинах – более сложные направляющие.

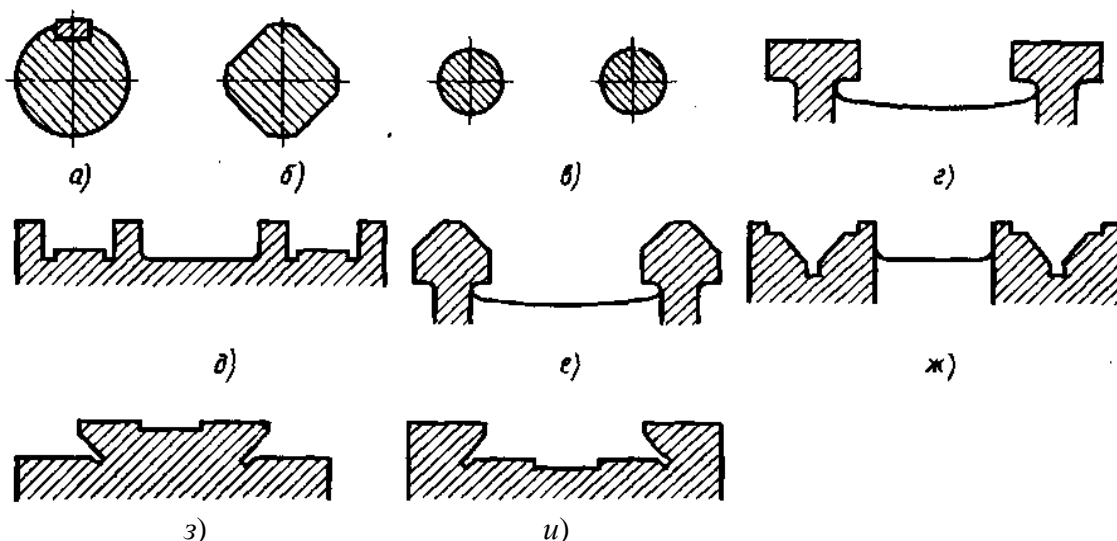


Рис. 21.6. Основные типы направляющих скольжения: *а* – цилиндрическая; *б* – четырехгранная; *в* – двойная цилиндрическая; *г, д* – прямоугольные охватываемые и охватывающие; *е, ж* – треугольные охватываемые и охватывающие V-образные; *з, и* – по форме типа «ласточкин хвост» охватываемые и охватывающие

Направляющие станин выполняют охватывающими и охватываемыми. Охватывающие направляющие (рис. 21.6, *д, ж, и*) лучше удерживают смазочный материал (при обычном горизонтальном расположении). Применяют их при больших скоростях перемещений, а также для направления деталей с малыми размерами поперечного сечения типа ползунов. В других случаях преимущественно применяют охватываемые направляющие (рис. 21.6, *г, е, з*).

Направляющие должны иметь достаточную длину во избежание повышенного трения, перекосов и защемления. В станках отношение длины направляющих к ширине столов и салазок выбирают обычно не меньше 1,5.

Критериями работоспособности направляющих, работающих при малых скоростях, но значительных давлениях и несовершенной защите, являются сопротивление абразивному изнашиванию и схватыванию, а при больших скоростях – сопротивление схватыванию, которое преимущественно вызывается кромочными давлениями от температурных деформаций.

В соответствии с этими критериями для направляющих применяют следующие материалы:

- незакаленный чугун НВ180 по чугуну при малых скоростях и давлениях, используемый одновременно для корпусных деталей;
- закаленный чугун, обеспечивающий повышение износостойкости в 2 раза и более;
- закаленные высокоуглеродистые стали ШХ15СГ, ШХ15, цементуемые легированные стали 18ХГТ и 12ХНЗА, азотируемые стали (в виде накладных пластин) по чугуну;
- в целях предотвращения заеданий, снижения трения, повышения равномерности цветные сплавы: цинковый сплав ЦАМ10-5, бронзы БрАМЦ9-2 (в виде накладных пластин на направляющую меньшей длины);

- полимерные материалы на основе фторопласта-4 с наполнителями;
- высокотехнологичные быстротвердеющие эпоксидные компаунды (наполненные эпоксидные смолы), намазываемые в тестообразном состоянии на одну из направляющих и формируемые по сопряженной поверхности.

Для надежной работы направляющих большое значение имеет защита их от попадания пыли, стружки, абразива. Хорошие защитные устройства могут иногда снизить интенсивность изнашивания в десятки раз. В качестве защитных устройств применяют простые щитки, меха гармоник, перематываемые ленты.

Достоинства **направляющих качения**: низкий коэффициент трения (0,003...0,005) и поэтому малые силы сопротивления движению (в 20 раз меньше, чем у направляющих скольжения); практически отсутствие разницы между силами покоя и движения, что обеспечивает как быстрые, так и весьма медленные равномерные (без скачков) перемещения высокой точности; незначительный износ тел качения и направляющих [10]. Благодаря этим преимуществам, несмотря на более сложную конструкцию (рис. 21.7), области применения таких направляющих расширяются.

*Материалы тел качения* – хромистые шарикоподшипниковые стали типа ШХ15. Оптимальные материалы направляющих – закаленная до высокой твердости (58...63 НРС<sub>3</sub>) сталь ШХ15, хромистые и другие легированные стали, цементуемые на достаточную глубину.

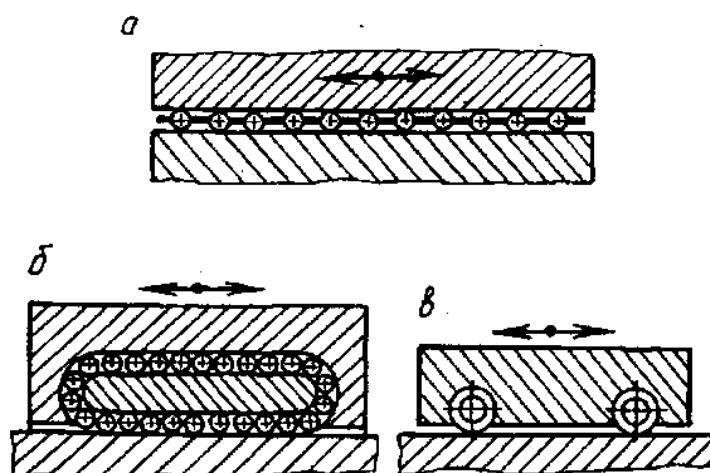


Рис. 21.7. Типы направляющих качения: *a* – направляющие планки или кольца с телами качения, удерживаемые сепараторами; *б* – катковые опоры с каналами возврата тел качения; *в* – подшипниковые опоры

## Тема 22

### УСТРОЙСТВА ДЛЯ СМАЗЫВАНИЯ И УПЛОТНЕНИЯ

Совокупность устройств для подачи смазочного материала к поверхностям сопряжений деталей называют *смазочной системой*. Она предназначена для уменьшения износа деталей, обеспечения отвода теплоты и продуктов износа, увеличения КПД механизмов и других целей.

Смазывание трущихся поверхностей деталей машин производят преимущественно жидкими минеральными или синтетическими маслами, пластичными (консистентными) и твердыми смазками. Антифрикционные, противоизносные и противозадирные свойства смазочных материалов являются их основными функциональными показателями [26, 55].

*Жидкие минеральные и синтетические смазочные масла* используют в качестве смазочных материалов для редукторов и мотор-редукторов общемашиностроительного применения, коробок приводов, агрегатов и узлов машин. Основное применение имеют масла индустриальные (И-20А, И-40А, И-50А и др.), трансмиссионные (ТАП-15В, ТС-10ОТП), цилиндрическое 52, авиационные (МС-14, МС-20) и др., которые сохраняют свои свойства при длительной работе в температурном диапазоне до 120°С.

*Пластичные смазки* являются продуктами загущения смазочных жидких масел загустителями и введением в них присадок, придающих им коллоидную структуру и необходимые свойства. Их применяют преимущественно в автомобилях, тракторах, самолетах, сельскохозяйственных, коммунальных и других машинах, электродвигателях и т.д., обеспечивая длительную автономную работу узлов трения. Смазки более прочно держатся на смазочных поверхностях, хорошо заполняют отведенный им объем, не требуют непрерывного наблюдения и частой смены. Кальциевые смазки (солидолы, графитная УСсА и др.) применяют при длительной работе деталей до температуры 60°С; натриевые смазки (консталины и др.) используют для смазывания скоростных подшипников, открытых зубчатых передач и т.п. при температурах от минус 60 до 100...120°С; литиевые смазки (Литол-24, № 158, ЦИАТИМ-202 и др.) применяют для смазывания узлов трения, работающих в агрессивных средах при температурах от минус 60 до 150...200°С.

*Твердые смазки* используют для узлов трения, работающих в вакууме, в условиях очень низких температур (ниже минус 100°С) или достаточно высоких температур (более 300°С), при работе в агрессивных средах, не допускающих присутствия не только масла, но даже его паров.

Для обеспечения нормальной работы машин и аппаратов применяют уплотнения и уплотняющие устройства.

### 22.1. Смазочные устройства

В зависимости от условий работы применяют различные способы подачи смазочного материала к деталям и узлам.

**Индивидуальный способ**, при котором смазочный материал подается к каждой трущейся паре от независимого устройства, расположенного вблизи поверхности трения, применяют в случае, когда пары трения находятся далеко одна от другой или требуют различных смазочных материалов.

Смазывание посредством окунания в масляную ванну (*картерное смазывание*) применяют для смазывания зубчатых и червячных передач.

**Централизованный способ**, при котором несколько отдельно расположенных трущихся пар смазывают от одного общего смазочного устройства.

Если трущиеся пары требуют малого количества смазочного материала (например, в условиях периодической работы или при трении качения в легком режиме), то он может подаваться *периодически*. В остальных случаях он подается непрерывно. Подачу смазочного материала разбрызгиванием из общей масляной ванны используют для смазывания передач и подшипников редукторов, коробок передач станков и автомобилей. Разбрызгивание и «масляный туман» создаются погруженными в масло зубчатыми колесами и маслоразбрызгивающими кольцами [25, 26].

Смазочный материал может подаваться без принудительного давления, если его потребное количество невелико и режим работы трущихся пар не напряженный. В трущиеся пары, работающие при больших давлениях и скоростях скольжения, а также в гидростатические опоры смазочный материал подается от насоса под давлением.

**Устройства для подачи жидких масел.** *Индивидуальное периодическое смазывание* жидким смазочным материалом без принудительного давления осуществляют с помощью масленок с поворотной крышкой (рис. 22.1, а) или шариковых масленок (рис. 22.1, б).

Масленки с поворотной крышкой заправляют лейками, а шариковые – шприцами. Эти масленки применимы только для механизмов, работающих периодически при малых скоростях и нагрузках.

Примерами устройств индивидуального непрерывного смазывания без принудительного давления (фитильное смазывание) могут служить фитильная масленка (рис. 22.1, в) и капельная масленка с регулировочно-запорной иглой (рис. 22.1, г). Фитильную масленку изготавливают из про-

зрачной пластмассы. Она обеспечивает непрерывную подачу и фильтрацию масла фитилем, но продолжает подавать смазочный материал и при остановленной машине. В масленке с иглой перемещением иглы можно регулировать, а при остановке машины прекращать подачу масла; подачу масла контролируют через смотровое стекло. В обеих масленках подача смазочного материала зависит от уровня и температуры масла [25].

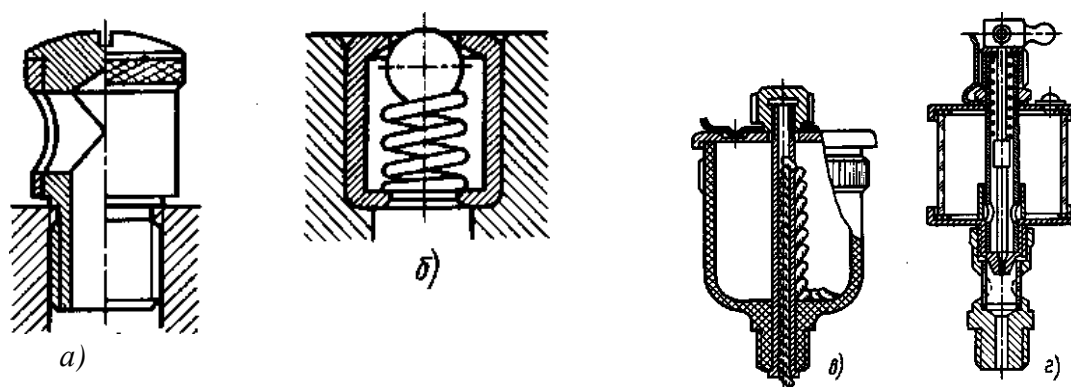


Рис. 22.1. Индивидуальные масленки для жидкого смазочного материала: а – с поворотной крышкой; б – шариковая; в – фитильная; г – с капельной иглой

Индивидуальное непрерывное смазывание под давлением применяют для ответственных трущихся пар, оно осуществляется от простейших насосов небольшой производительности: плунжерных, лопастных или шестеренных.

*Централизованное смазывание* осуществляют многоточечными масленками, насосами и многоточечными распределителями со свободным или принудительным дозированием и многоплунжерными лубрикаторами.

Многоточечные масленки применяют для подачи масла в малых количествах без принудительного давления. Их выполняют фитильными или с иглами, позволяющими удобно регулировать и перекрывать подачу масла. Масленки аналогичны описанным индивидуальным, но их выполняют в виде резервуаров, от которых масло по трубкам самотеком отводится к смазочным точкам.

Подача смазочных материалов насосами с многоточечными распределителями применяется без давления и под давлением. Простейшие нерегулируемые распределители выполняют в виде сосудов с подводом масла от насоса и с разводом к смазочным точкам по трубкам, причем в трубки закладывают фитили или куски фетра. Регулируемые маслораспределители (рис. 22.2) допускают регулирование расхода масла с помощью игл и аналогичны индивидуальным масленкам. Подача смазочного материала



многоточечными лубрикаторами обеспечивает наиболее равномерное принудительное распределение его между смазочными точками и поэтому наиболее надежное смазывание. Обычно в этих лубрикаторах каждый плунжер питает свою смазочную точку. Лубрикаторы могут подавать смазочный материал под значительным давлением, но их производительность, естественно, значительно меньше, чем ротационных насосов.

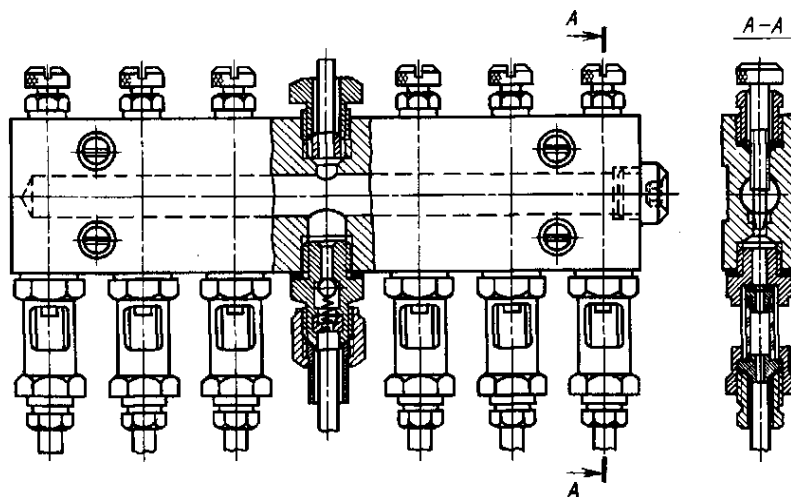


Рис. 22.2. Многоточечный регулируемый маслораспределитель

**Устройства для подачи пластичного смазочного материала.** Разовое или периодическое закладывание или намазывание применяется для смазывания шарниров, резьбовых соединений, низкооборотных подшипников качения и скольжения. При этом пластичные смазки закладывают в корпуса подшипников в объеме  $1/3...1/2$  от свободного пространства, намазывают при сборке или подают периодически через индивидуальные смазочные устройства, например, колпачковыми масленками (рис. 22.3, а) – при подвинчивании крышки смазочный материал выдавливается из масленки и поступает к трущимся поверхностям.

Пресс-масленка под шприц (рис. 22.3, б) позволяет подавать смазочный материал под большим давлением при помощи ручного шприца или механизированного подающего устройства.

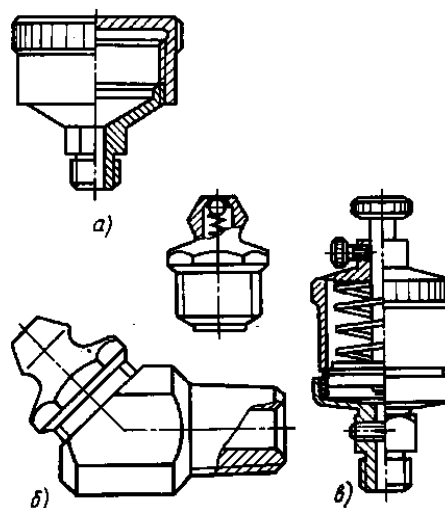


Рис. 22.3. Масленки для подачи пластичного смазочного материала:  
а – колпачковая; б – под шприц;  
в – автоматически действующая с пружиной

Непрерывное индивидуальное смазывание осуществляется с помощью автоматически действующих масленок (рис. 22, в), у которых смазочный материал подается поршнем, находящимся под действием пружины.

Централизованное периодическое смазывание осуществляется многоплунжерным насосом-лубликатором или пресс-масленкой значительной вместимости.

**Маслоуказатели.** Уровень масла в масляных ваннах контролируют с помощью маслоуказателей. На рисунках 22.4, а, б показаны круглые встроенные маслоуказатели, на рис. 22.4, в – удлиненный, а на рис. 22.4, г – трубчатый. Круглые и удлиненные указатели снабжены экранами для защиты от брызг масла и для лучшей видимости уровня масла.

Наиболее простым является маслоуказатель в виде щупа. Уровень масла устанавливают по следам масла на щупе.

Кроме указателей уровня масла применяют также указатели потока масла, давления и температуры. В тяжелых и быстроходных машинах, а также в машинах, входящих в автоматические линии, применяют автоматические контрольные устройства.

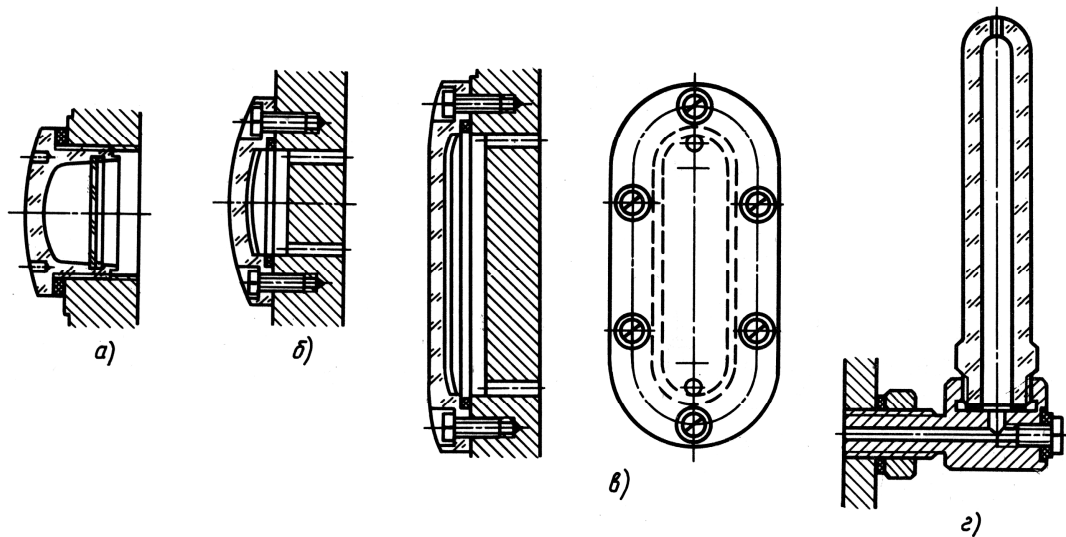


Рис. 22.4. Маслоуказатели: а, б – круглые; в – удлиненный; г – трубчатый

Смазочный материал в процессе работы загрязняется продуктами износа, а также пылью, абразивом и водой, попадающими извне; кроме того, в масле происходят химические изменения. Поэтому масло очищают в смазочной системе машины, а также периодически заменяют. Смазочные масла в системе машины очищают путем отстаивания и фильтрации. В отстойниках твердые включения и вода постепенно оседают на дно и в нижние слои, а верхние слои очищаются. Обычно этот вид очистки применяют перед

фильтрацией. Для тонкой очистки масла применяют центробежные фильтры, а для очистки от продуктов износа металлов – магнитные фильтры.

## 22.2. Уплотнения

Уплотнения и уплотняющие устройства можно разделить:

- на уплотнения для неподвижных соединений;
- на уплотнения и устройства для подвижных деталей.

**Уплотнение неподвижных соединений.** Для обеспечения герметичности плоские стыки чаще всего уплотняют листовыми *прокладками* из упругого материала. Прокладочный материал выбирают в зависимости от условий работы, давления, температурного режима и т. д. Для уплотнения соединений общего назначения, например крышек маслосодержащих полостей, чаще всего применяют прокладочную бумагу толщиной 0,05...0,15 мм, кабельную бумагу (бумагу, пропитанную бакелитом или другими синтетическими смолами), прокладочный картон толщиной 0,5...1,5 мм, прессшпан и т. д. Наилучшими свойствами обладают прокладки из синтетических материалов типа полихлорвинила и политрифторэтилена.

Для соединений, работающих при высоких температурах, применяют прокладочные материалы с асбестом (асбестовую бумагу, асбестовый картон и т. д.). Паропроводы уплотняют чаще всего *паронитом*, представляющим собой композицию асбеста с натуральной или синтетической резиной. Паронит выдерживает температуру до 450°C. При высоких температурах применяют также листовые прокладки из пластичных металлов – листового свинца, алюминиевой и медной фольги и т. д. Такие прокладки требуют повышенной силы затяжки.

В случаях, когда наряду с уплотнением требуется еще регулирование расстояния между стыкуемыми деталями, применяют *шиммы* – набор прокладок из тонкой (0,05 мм) латунной или медной фольги (например, для регулирования натяга и одновременного уплотнения в парных установках конических или радиально-упорных подшипниках качения).

Для увеличения надежности уплотнения прокладки смазывают уплотняющими составами. Бумажные и картонные прокладки ставят на вареной олифе, шеллаке, бакелите-сырце, жидком стекле, сурике, белилах и т. д.

Широко применяют также герметики – уплотняющие мази разнообразной рецептуры, преимущественно на основе натуральной или синтетической резины, с соответствующими растворителями. Для уплотнений, ра-

ботающих при высоких температурах, применяют термостойкие мази, например этилсиликат, силоксановые эмали и т. д.

Прокладки из мягких материалов после однократного пользования подлежат замене [12].

Редко разбираемые соединения уплотняют материалами, которые в стыках расплющиваются, а именно: хлопчатобумажной ниткой, проварен-

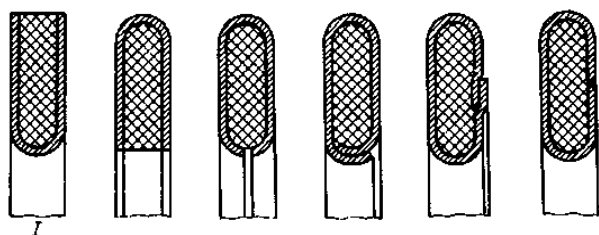


Рис. 22.5. Армированные прокладки

ной в масле; резиновыми нитками и шнурами; просаленными асбестовыми шнурами; проволокой из свинца, алюминия или отожженной красной меди. Последние два способа применяют для соединений, работающих при высоких температурах.

Применяют также армированные прокладки, состоящие из упругого материала (резины, пластика, асбеста и т. д.), заключенного в оболочку из мягкого металла (меди, латуни) (рис. 22.5).

Самый простой способ *уплотнения резьбовых деталей* (штуцеров, пробок) – смазывание витков резьбы герметизирующими составами. Однако при этом способе затрудняется отвинчивание деталей вследствие «прилипания» герметизирующей мази к резьбе после некоторого периода эксплуатации. Не рекомендуется, применяемая иногда на практике (особенно в ремонтных условиях), «подмотка» последних (ближайших к торцу ввертной детали) витков резьбы ниткой, промазанной суриком, разведенным на масле, и т. п.

На рис. 22.6 приведены способы уплотнения ввертных деталей упругими прокладками.

**Уплотнение подвижных соединений.** Наиболее обширная область применения этих уплотнений – это герметизация входных и выходных валов машин. Уплотнения с одной стороны предупреждают утечку масла из корпуса машин, с другой – защищают внутренние полости корпуса от внешних воздействий (проникновения пыли, грязи и влаги извне). Это особенно важно для машин, работающих на открытом воздухе в соседстве с агрессивными средами.

Особенно ответственную роль играют уплотнения в машинах и агрегатах с полостями, содержащими химически активные вещества (химическое машиностроение) или пищевые продукты (пищевое машиностроение) и т. д. Надежная герметизация этих полостей является важным условием обеспечения работоспособности машин.

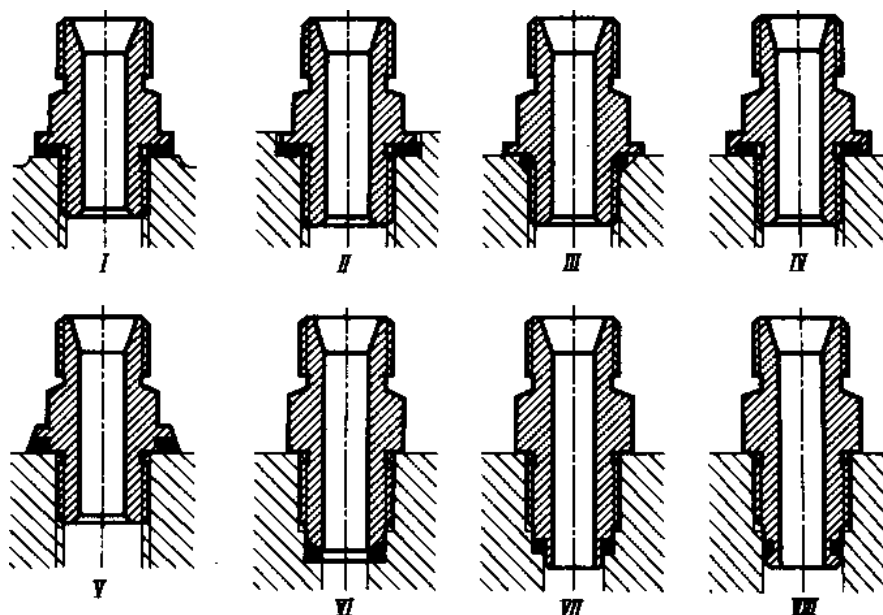


Рис. 22.6. Уплотнение ввертных деталей упругими прокладками:  
 I – V – упругими прокладками; VI – VIII – прокладками по внутреннему торцу

Другая область применения уплотнений – это герметизация полостей в машинах, содержащих газы и жидкости при высоких давлениях или под вакуумом. В роторных машинах (в паровых и газовых турбинах, центробежных и аксиальных компрессорах и т. д.) необходимо уплотнение вращающихся валов и роторов; в поршневых машинах – уплотнение возвратно-поступательно движущихся частей (поршней, плунжеров, скалок).

Все системы уплотнений можно разделить на два класса: *контактные* и *бесконтактные*. В первом случае уплотнение достигается непосредственным соприкосновением подвижной и неподвижной частей уплотнений. К числу этих уплотнений относят сальники, манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и т. д. Во втором случае контакт между частями уплотнения отсутствует.

Уплотнительный эффект достигается с помощью центробежных сил, гидродинамических явлений и т. д. К числу этих уплотнений относят лабиринтные уплотнения, отгонные резьбы, отражательные диски, ловушки разнообразных типов и т. д. Контактные уплотнения обеспечивают более высокую герметичность соединений. Их недостатки (ограниченность допустимых скоростей относительного движения, изнашиваемость и потери уплотнительных свойств с износом) устраняют регулированием силы прижатия контактирующих поверхностей, рациональным подбором материала трущихся поверхностей, компенсацией износа с помощью упругих устройств. Бесконтактные уплотнения не имеют пределов по скоростям отно-

сительного движения; их срок службы не ограничен; уплотнительные свойства вообще ниже, чем у контактных уплотнений; полной герметизации можно добиться лишь применением дополнительных устройств.

**Контактные уплотнения.** Сальники принадлежат к числу отживающих систем уплотнения. Их основной недостаток – повышенный износ, сопровождающийся потерей уплотнительных свойств, и непригодность к высоким окружным скоростям. Все же благодаря простоте и дешевизне сальники до сих пор применяют в узлах неотвественного назначения.

Сальник представляет собой кольцевую полость вокруг вала, набитую уплотняющим материалом. Для набивки применяют хлопчатобумажные ткани, очесы, шнуры, вываренные в масле, фетр, асбест и подобные материалы с добавлением металлических порошков (свинца, баббита), графита, дисульфида молибдена и других самосмазывающихся веществ. На рисунке 22.7 представлены простейшие формы сальников, устанавливаемых непосредственно в корпусные или промежуточные детали. Набивка работает непосредственно по валу или по промежуточной втулке.

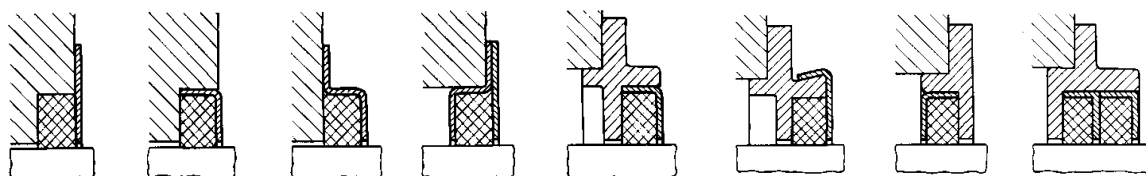


Рис. 22.7. Установка сальников в цилиндрических канавках

Часто применяют сальники с уплотняющим элементом в виде втулки из термопластов, например из поливинилхлоридов. Гидропластовую втулку заключают в замкнутое кольцевое пространство в корпусе (рис. 22.8). Зазор между валом и отверстием делают минимальным. Уплотняющий элемент затягивают на валу винтом, действующим на гидропласт через притертый плунжер; давление плунжера, передаваясь всей массе гидропласта, заставляет втулку плотно охватывать вал.

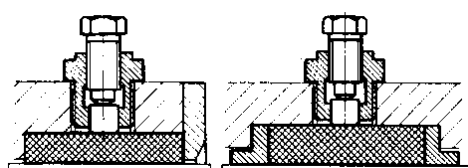


Рис. 22.8. Гидропластовые уплотнения

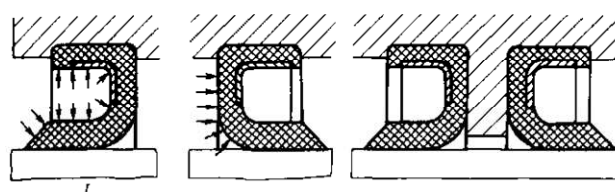


Рис. 22.9. Схема действия манжеты

**Манжета** представляет собой выполненное из мягкого упругого материала кольцо с воротником, охватывающим вал. Под действием давления в уплотняемой полости воротник манжеты плотно охватывает вал с силой, пропорциональной давлению (рис. 22.9). Для обеспечения постоянного натяга воротник стягивают на валу кольцевой пружиной (на рис. 22.9

не показана). Манжета должна быть расположена воротником навстречу уплотняемому давлению; при обратном расположении давление отжимает воротник от вала. При необходимости двустороннего уплотнения устанавливают две манжеты с воротниками, направленными в разные стороны. Наружную сторону манжеты плотно крепят к корпусу. Манжеты чаще всего изготавливают из пластиков типа поливинилхлоридов и фторопластов, превосходящих кожу по упругости и износостойкости. Полихлорвиниловые манжеты выдерживают температуру до  $80^{\circ}\text{C}$ . Фторопластовые манжеты могут работать при температурах до  $300^{\circ}\text{C}$ .

Широко применяют в машиностроении *армированные манжеты* для валов. Эти уплотнения представляют собой самостоятельную конструкцию, целиком устанавливаемую в корпус; манжету изготавливают из синтетических материалов, что позволяет придать ей любую форму; воротник манжеты стягивается на валу кольцевой витой цилиндрической пружины (браслетной пружины) строго регламентированной силой (рис. 22.10). Основные способы установки манжет приведены на рис. 22.11.

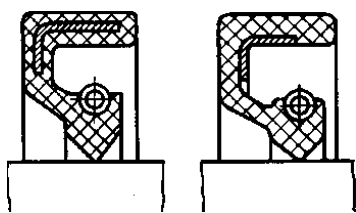


Рис. 22.10. Конструкции армированных манжет

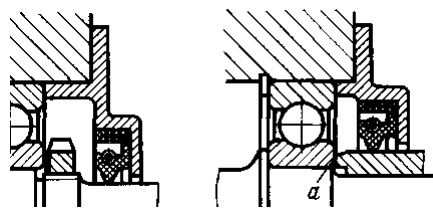


Рис. 22.11. Способы установки манжетных уплотнений

*Уплотнение разрезными пружинными кольцами* (рис. 22.12) надежно, оно может держать большие перепады давления и при правильном подборе материалов долговечно. Пружинные кольца изготавливают из закаленной стали, перлитного чугуна, ковanej бронзы и устанавливают в стальном корпусе. Наружную втулку уплотнения выполняют из закаленной, цементованной или азотированной стали. Кольца сажают в канавки корпуса с осевым зазором  $0,005 \dots 0,020$  мм. Просвет  $a$  между наружной поверхностью корпуса и отверстием втулки делают равным  $0,5 \dots 1,0$  мм.

Кольцо устанавливают с небольшим натягом по отношению к втулке. В процессе работы кольца стоят неподвижно во втулке или слегка проскальзывают. Под действием перепада давления кольца прижимаются торцами к стенкам канавок корпуса. Обычно устанавливают два-три кольца.

*Уплотнения с резиновыми кольцами* (рис. 22.13), вводимыми в канавки вала или промежуточной втулки, имеют ограниченное применение. Недостатки уплотнений ре-

зиновыми кольцами – ненадежность работы, быстрый износ резины в процессе эксплуатации, неопределенность сил прижатия. Чаще применяют резиновые кольца в установках с возвратно-поступательным движением вала.

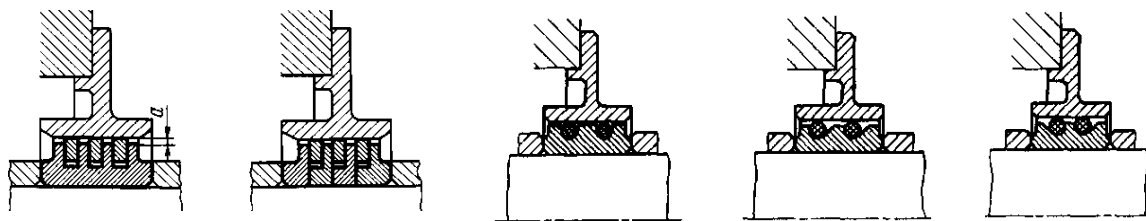


Рис. 22.12 Уплотнение разрезными пружинными кольцами

Рис. 22.13. Уплотнение резиновыми кольцами

*Бесконтактные уплотнения.* Наиболее простым видом бесконтактного уплотнения является *щелевое уплотнение* – кольцевая щель между валом и корпусом (рис. 22.14). Уплотняющая способность кольцевой щели пропорциональна ее длине и обратно пропорциональна величине зазора. При практически осуществимых длинах щели и величинах зазора уплотнение это малоэффективно. Эффективность щелевого уплотнения повышают кольцевыми канавками, которые могут быть выполнены на валу или одновременно на валу и во втулке.

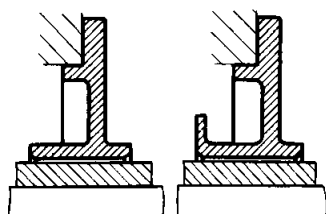


Рис. 22.14. Щелевые уплотнения

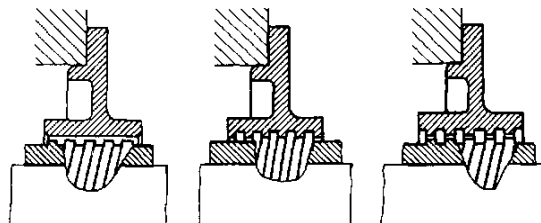


Рис. 22.15. Уплотнение отгонной резьбой

*Уплотнения отгонной резьбой* (рис. 22.15) применяют для герметизации полостей, содержащих жидкости. На валу или во втулке (или здесь и там одновременно) выполняют резьбу (обычно многозаходную). Направление резьбы должно быть согласовано с направлением вращения вала так, чтобы витки отгоняли уплотняемую жидкость, например масло, в корпус. Уплотнение – нереверсивное; при перемене направления вращения витки гонят жидкость в обратном направлении из корпуса.

Цель установки *гребешковых уплотнений* (рис. 22.16) – разбить масляную пленку, ползущую по валу, и отбросить масло действием центробежных сил в кольцевую полость, откуда оно стекает в корпус по дренажным отверстиям. Маслосбрасывающие гребешки выполняют непосредственно на валу или на съемных деталях.



*Уплотнение отражательными дисками.* Отражательные диски устанавливают перед щелевыми уплотнениями с целью преградить доступ масла в щель и отогнать действием центробежной силы частицы масла, проникающие в щель (рис. 22.17).

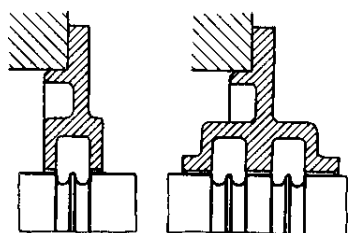


Рис. 22.16. Гребешковые уплотнения

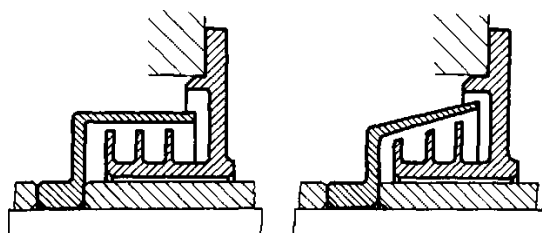


Рис. 22.17. Уплотнение отражательными дисками с многогребенчатой втулкой

*Лабиринтные уплотнения* (рис. 22.18) применяют для уплотнения полостей, заполненных газом и паром. Действие их основано на торможении (завихрении) газа в узкой кольцевой щели с последующим расширением в смежной кольцевой камере большого объема. В кольцевой щели давление преобразуется в скоростной напор; по выходе газа из щели давление восстанавливается, но только частично; часть давления расходуется на необратимые потери при завихрении-расширении. Чем больше эти потери (т. е. чем меньше сечение щели и острее образующие ее кромки), тем меньшая доля давления восстанавливается в камере и, следовательно, тем эффективнее работает уплотнение. Последовательной установкой ряда камер, разделенных узкими щелями, достигают существенного уменьшения перетекания [12].

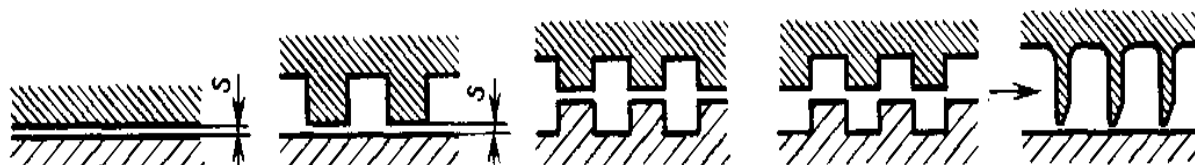


Рис. 22.18. Лабиринтные уплотнения

## АРМАТУРА И СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

### Тема 23. ТИПОВАЯ АРМАТУРА НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ЗАВОДОВ

В зависимости от назначения арматуру разделяют на следующие группы:

- запорная, предназначенная для полного перекрытия потока среды;
- предохранительная, обеспечивающая частичный выпуск среды при повышении давления сверх допустимого или предотвращающая создание обратного потока среды;
- регулирующая, применяемая для автоматического регулирования расхода или давления в системах управления процессами.

К типовой арматуре нефтеперерабатывающих заводов относят следующие запорные и предохранительные устройства: задвижки клиновые, вентили, краны, клапаны обратные, клапаны предохранительные [56].

В зависимости от температуры типовую арматуру выполняют из различных сталей (табл. 23.1).

Таблица 23.1

Материалы типовой арматуры

Температура применения, °С	от – 40 до + 450	от – 40 до + 550	от – 253 до + 600	от – 40 до – 70
Сталь для корпуса и крышки	Углеродистая 25Л	Хромомолибденовая 20Х5МЛ	Хромоникелевая 10Х18Н9ТЛ	Хромоникелевая 20ХН3Л

Для изготовления корпусов и крышек арматуры можно применять вместо стали 20Х5МЛ среднелегированные безмолибденовые стали, например 20Х5ТЛ и 20Х5ВЛ.

Типовая арматура предусмотрена на различное условное давление: 1,6; 4,0; 6,4; 10 и 16 МПа.

К специальной арматуре относят редукционные вентили, затворы и клапаны для катализаторопроводов, коксопроводов, которые применяют на установках крекинга и коксования, арматуру резервуаров для хранения нефти и нефтепродуктов, а также регулирующую арматуру.

Широкое распространение получила арматура с дистанционным управлением, с пневмо- и электроприводом.

### 23.1. Задвижки стальные литые клиновые

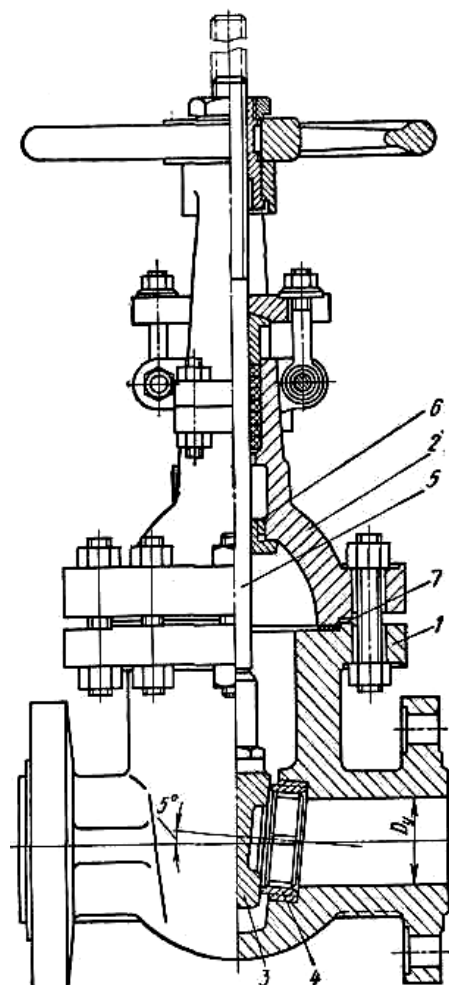
Задвижки клиновые служат для перекрытия трубопровода и регулирования расхода протекающей среды. Задвижки имеют сравнительно малое гидравлическое сопротивление, обеспечивают плавное регулирование потока, исключают гидравлический удар, допускают течение среды в двух направлениях, обеспечивают небольшие нагрузки на шпindel; их можно применять и для вязких жидкостей.

Конструкция клиновой задвижки с выдвигным шпинделем приведена на рис. 23.1.

Маховик 1 задвижки крепят на призматической шпонке к втулке 2 (рис. 23.2). При вращении маховика вместе с ним вращается втулка; при этом шпindel перемещается вертикально. Втулка может иметь опору либо скольжения, либо качения. Для создания более благоприятных условий работы сальник задвижки удален от оси прохода; перед сальником имеется конденсационная камера. Наличие в ряде случаев перед сальником жидкости, а не паров, улучшает работу сальника.

Для облегчения управления задвижки снабжают зубчатой одноступенчатой цилиндрической или червячной передачами. Широко распространены задвижки дистанционного управления с электрическим приводом в обычном и взрывозащищенном исполнении.

Рис. 23.1. Задвижка клиновая литая: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – клин; 4 – кольцо; 5 – шпindel; 6 – направляющая втулка; 7 – прокладка



На нефтеперерабатывающих заводах обычно используют задвижки клиновые литые с выдвигным шпинделем. Их условно обозначают шифром ЗКЛ; далее указывают цифры, обозначающие диаметр условного прохода и условное давление. Например, задвижка клиновая литая с диаметром условного прохода  $D_y = 100$  мм на условное давление  $p_y = 1,6$  МПа ( $16 \text{ кгс/см}^2$ ) имеет обозначение ЗКЛ2-100-16.

В конструкциях задвижек с невыдвижным шпинделем последний соединен с клином через гайку (рис. 23.3, а). При вращении маховика вращается шпиндель, а гайка вместе с клином совершают поступательное движение.

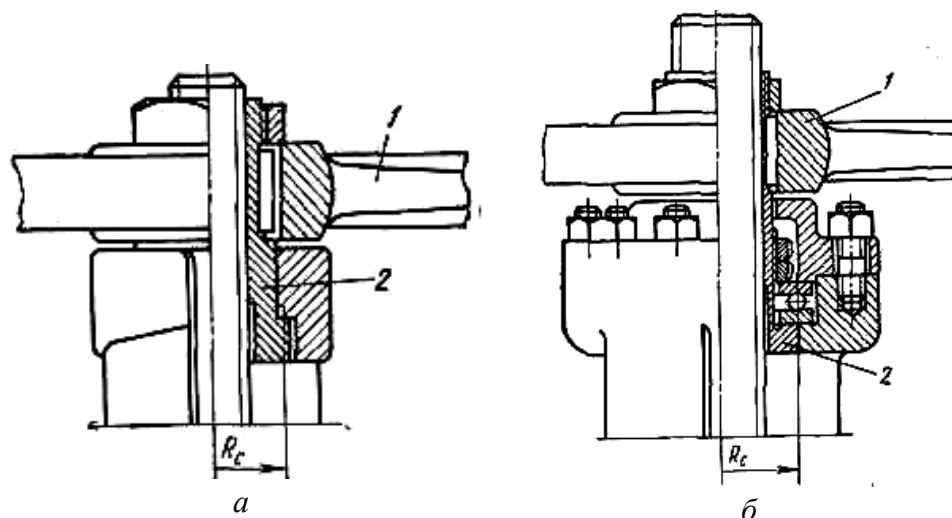


Рис. 23.2. Опора втулки маховика: а – скольжения; б – качения

Задвижки по конструкции бывают со сплошными, упругими и составными клиньями (рис. 23.3, б). Упругий клин выполнен с разрезом и пружинит при посадке в седло. Составной клин состоит из двух дисков, которые установлены в обойме. В момент перекрытия диски под действием разжимного элемента, помещенного между ними, раздвигаются, и уплотнительная поверхность дисков перемещается по нормали к седлу. Благодаря этому задвижки с составным клином отличаются повышенной герметичностью, меньшим трением и износом уплотнительных поверхностей, сниженным усилием на шпиндель.

#### **Расчет задвижки с выдвижным шпинделем.**

**I. Определение осевого усилия и крутящего момента на шпинделе.** Наибольшее осевое усилие на шпинделе возникает в момент закрытия задвижки. В этот момент на клин со стороны входа среды действуют следующие силы (рис. 23.4).

*Сила гидростатического давления среды*

$$P = p_y \frac{\pi}{4} \left( D_B + \frac{2}{3} b \right)^2, \quad (23.1)$$

где  $p_y$  – условное давление;  $D_B$  – внутренний диаметр уплотнительного кольца;  $b$  – ширина уплотнительного кольца.

Реакция  $N_1$  уплотнительной поверхности корпуса со стороны входа среды, которую рассчитывают по обеспечивающей герметичность удельной нагрузке  $q = (0,25 \dots 0,50) p_y$  на уплотнительной поверхности:

$$N_1 = q \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D_B^2), \quad (23.2)$$

где  $D_H$  – наружный диаметр уплотнительного кольца.

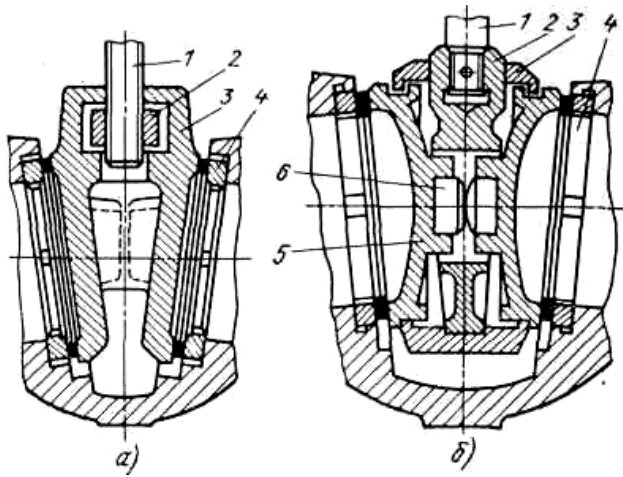


Рис. 23.3. Узлы задвижек: а – с упругим клином и неподвижным шпинделем (1 – шпиндель; 2 – гайка; 3 – клин; 4 – седло); б – с составным клином (1 – шпиндель; 2 – внутренний диск; 3 – обойма; 4 – седло; 5 – диск)

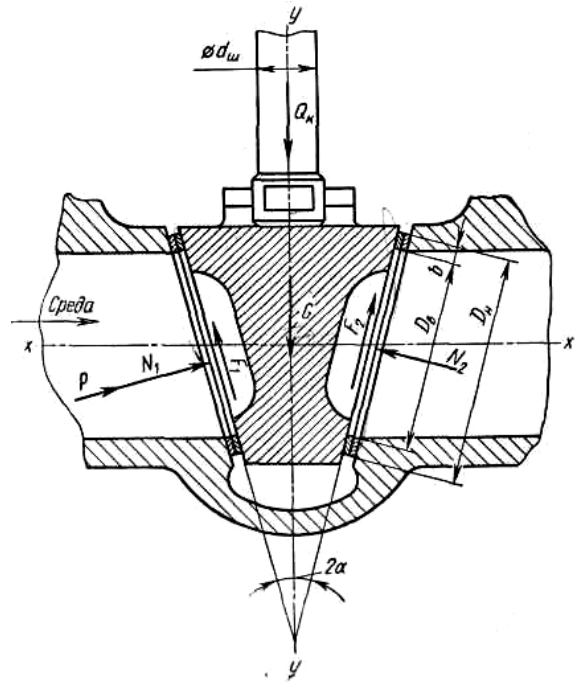


Рис. 23.4. Схема сил, действующих на клин

*Сила трения*

$$F_1 = N_1 f, \quad (23.3)$$

где  $f$  – коэффициент трения на уплотнительной поверхности (можно принять равным 0,15).

В момент закрытия клин прижимается к уплотнительной поверхности со стороны выхода среды под действием сил  $P$ ,  $N_1$ ,  $F_1$  и на уплотнительной поверхности со стороны выхода среды возникают реакция  $N_2$  и сила трения  $F_2 = f N_2$ , действующие на клин. На клин также действуют сила давления шпинделя  $Q$  и сила тяжести  $G$ , направленные по оси  $y$ - $y$ .

Из условия равенства нулю суммы проекций на ось  $x$ - $x$  всех сил, действующих на клин

$$(P + N_1) \cos \alpha - F_1 \sin \alpha - N_2 \cos \alpha + N_2 f \sin \alpha = 0,$$

можно определить силу:

$$N_2 = \frac{(P + N_1) \cos \alpha - F_1 \sin \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha}.$$

Угол  $\alpha$  принимают равным  $5^\circ$ , поэтому, учитывая малую величину  $\sin \alpha$ , полагают

$$N_2 \approx P + N_1. \quad (23.4)$$

Усилие  $Q_K$ , которое нужно приложить к оси шпинделя для преодоления сил, действующих на клин, определяют из условия равенства нулю суммы проекций на ось  $y-y$  всех сил, действующих на клин:

$$Q_K + G - (P + N_1) \sin \alpha - F_1 \cos \alpha - N_2 \sin \alpha - F_2 \cos \alpha = 0.$$

С учетом ранее полученных равенств и учитывая, что  $F_2 = N_2 f$ , получаем

$$Q_K = P (2 \sin \alpha + f \cos \alpha) + 2 N_1 (\sin \alpha + f \cos \alpha) - G$$

или при  $\alpha = 5^\circ$  и  $f = 0,15$

$$Q_K \approx 0,32 P + 0,47 N_1 - G. \quad (23.5)$$

Усилие на шпинделе, которое необходимо для преодоления трения в сальниках, определяют по формуле

$$Q_c = \pi d_{ш} \cdot 0,4 \cdot h f p_y, \quad (23.6)$$

где  $d_{ш}$  – диаметр шпинделя;  $h$  – высота сальника;  $f = 0,1$  – коэффициент трения.

Усилие на шпинделе от внутреннего давления на торец шпинделя

$$Q_0 = p_y \frac{\pi}{4} d_{ш}^2. \quad (23.7)$$

Следовательно, суммарное осевое усилие, сжимающее шпиндель,

$$Q = Q_K + Q_c + Q_0. \quad (23.8)$$

Момент трения, возникающий в резьбе,

$$M_1 = Q r_c \operatorname{tg} (\alpha_1 + \rho), \quad (23.9)$$

где  $r_c$  – средний радиус резьбы;  $\alpha_1$  – угол подъема нарезки;  $\rho = 6^\circ$  – угол трения.

Шпиндель рассчитывают на сжатие и кручение под действием силы  $Q$  и крутящего момента  $M_1$ , а также проверяют на продольный изгиб при закрытом положении задвижки.

**II. Определение момента на маховике.** Крутящий момент  $M$ , который необходимо приложить к маховику, чтобы закрыть задвижку, складывается из момента трения в резьбе  $M_1$  и момента трения в подшипнике втулки шпинделя  $M_2$ :

$$M = M_1 + M_2. \quad (23.10)$$

Момент трения в подшипнике втулки

$$M_2 = QfR_c, \quad (23.11)$$

где  $R_c$  – средний радиус опорного заплечика втулки или радиус до центра шариков подшипника (рис. 23.2);  $f$  – коэффициент трения ( $f = 0,1 \dots 0,15$  для опоры скольжения и  $f = 0,01$  для опоры качения).

**III. Проверка уплотнительного кольца на удельное давление.** Уплотнительные кольца клина и корпуса рассчитывают на удельное давление. Наибольшая сила прижатия на уплотнительных поверхностях  $N_2$  возникает со стороны выхода среды. Удельное давление на уплотнительных поверхностях

$$q = \frac{4N_2}{\pi(D_H^2 - D_B^2)}. \quad (23.12)$$

Удельное давление не должно превышать для колец из коррозионно-стойкой стали 40...60 МПа, для колец из бронзы – 16 МПа, для колец, наплавленных твердым сплавом, – 60 МПа.

## 23.2. Вентили

*Запорные вентили*, как и задвижки, служат для герметичного перекрытия трубопровода и изменения расхода среды. В отличие от задвижек золотник вентиля перемещается вдоль оси седла корпуса. Вентили проще в изготовлении, т. к. их уплотнительные поверхности более доступны для обработки. Конструкция вентиля обеспечивает меньший износ уплотнительных поверхностей при открывании и закрывании; для полного открытия вентиля необходим подъем золотника на высоту, в 4 раза меньшую, чем для открытия задвижки. Однако гидравлическое сопротивление вентиля больше, чем задвижки; вентили требуют большего усилия на шпиндель, их не применяют для густых и вязких жидкостей, и течение среды через них возможно только в одном направлении. Конструкция вентиля более громоздкая по сравнению с задвижкой, поэтому вентили изготавливают обычно на условный диаметр не более 150 мм.

По конструкции вентили выполняют с расположением резьбы шпинделя перед сальником (рис. 23.5) и после него (рис. 23.6). В последней конструкции исключается неблагоприятное влияние среды и ее температуры на резьбу шпинделя.

По конструкции корпуса вентили разделяют на проходные, прямо-точные (с наклонным расположением шпинделя к оси потока показан на рис. 23.7) и угловые.

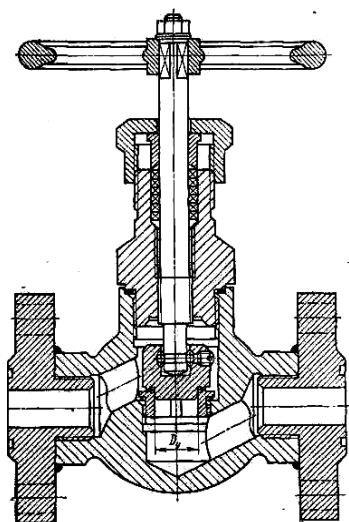


Рис. 23.5. Вентиль с резьбой перед сальником

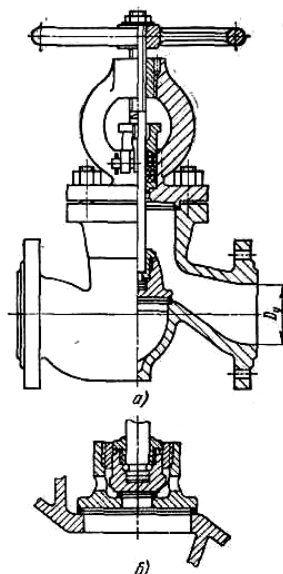


Рис. 23.6. Вентиль с резьбой после сальника и обычным золотником (а) и золотниковым узлом с разгрузкой (б)

Уплотнительные поверхности тарелки золотника и седла выполняют в виде отдельных колец, в ряде случаев наплавленных коррозионно-стойкой сталью или твердым сплавом. Конструкция узла соединения золотника со шпинделем обеспечивает возможность некоторого смещения и поворота золотника относительно шпинделя, что обеспечивает более плотное прилегание золотника к седлу и уменьшает износ уплотнительных поверхностей, т. к. золотник после соприкосновения с седлом может оставаться неподвижным.

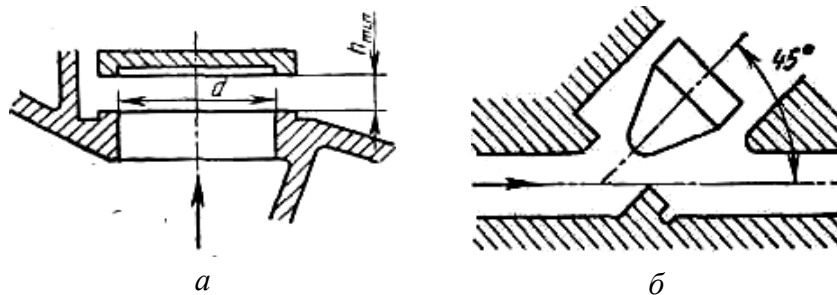


Рис. 23.7. Схемы расположения золотника вентиля перпендикулярно (а) и под углом (б) к оси потока



Высота подъема тарелки золотника над седлом не должна быть меньше теоретически минимального значения, при котором создается площадь прохода, равная площади прохода в седле;  $h_{\min} = 0,25d$ , где  $d$  – диаметр прохода в седле.

При малом диаметре прохода золотник выполняют в виде конуса. Такие вентили называют игольчатыми. Обычно вентили выполняют с вводом среды под золотник.

На рисунке 23.6, б приведена конструкция вентиля, применяемого для нефтепродуктов. Особенностью этой конструкции является то, что для уменьшения усилия на шпindel золотник вентилей с диаметром прохода более 100 мм выполнен двойным. Разгрузочный золотник меньшего диаметра закреплен на конце шпинделя и во время открывания при перемещении шпинделя вверх начинает движение раньше и открывает проход для выравнивания давления.

### 23.3. Краны

Краны принадлежат к запорной арматуре высокой герметичности. По сравнению с задвижками и вентилями габаритные размеры кранов меньше, они более дешевы и просты по конструкции, гидравлическое сопротивление их меньше, они обеспечивают быстрое перекрытие трубопроводов и более удобны при ремонте. Недостатки кранов – трудность проворачивания при больших диаметрах, возможность заедания при высоких температурах, меньшая плавность регулировки. Краны изготавливают обычно до диаметра  $D_y = 400$  мм.

Основные детали крана – корпус, подсоединяемый к трубопроводу резьбовыми или фланцевыми соединениями, и пробка с отверстием, поворотом которой можно перекрыть трубопровод. Уплотнение в момент перекрытия крана достигается благодаря плотному прижатию хорошо притертых поверхностей пробки и гнезда корпуса. В зависимости от формы пробки краны разделяют на конические, шаровые и цилиндрические. В кранах с конической пробкой для обеспечения герметичности и возможности притирки уплотнительная поверхность пробки должна быть утоплена на величину  $\delta$  в коническое гнездо корпуса в широкой части и несколько выступать из гнезда в месте узкой части (рис. 23.8).

По конструкции конические краны подразделяют на натяжные, сальниковые, самоуплотняющиеся и с выдвигной пробкой. В натяжных кранах пробка прижимается к корпусу специальной гайкой (см. рис. 23.8). В сальниковых кранах для этого предназначена поджимаемая сальниковая набивка (рис. 23.9). В самоуплотняющихся кранах уплотне-

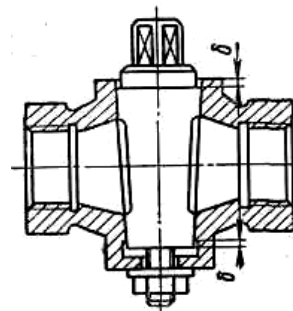


Рис. 23.8. Натяжной кран

ние достигается прижатием пробки под давлением жидкости на ее торец (рис. 23.10). Особенность кранов с выдвижной пробкой – предварительный подъем пробки при ее повороте.

Наиболее распространенной конструкцией кранов, применяемых в нефтяной промышленности, являются краны со смазкой. Герметичность этих кранов обеспечивают подводом специальной смазки к уплотнительной поверхности. В этом случае в пробке крана выполняют специальные отверстия для периодической подачи смазки. Смазка должна обладать необходимой вязкостью в широком диапазоне температур, быть нерастворимой в среде. Краны со смазкой, имеющие пневмопривод дистанционного управления, широко применяемые на нефтепродуктопроводах, обеспечивают автоматическое управление.

Краны больших диаметров снабжают механизмами для поворота пробки.

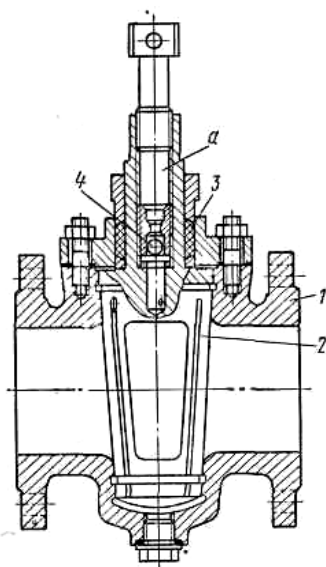


Рис. 23.9. Сальниковый кран со смазкой: 1 – корпус; 2 – пробка; 3 – набивка сальника; 4 – обратный шариковый клапан; а – камера для смазки

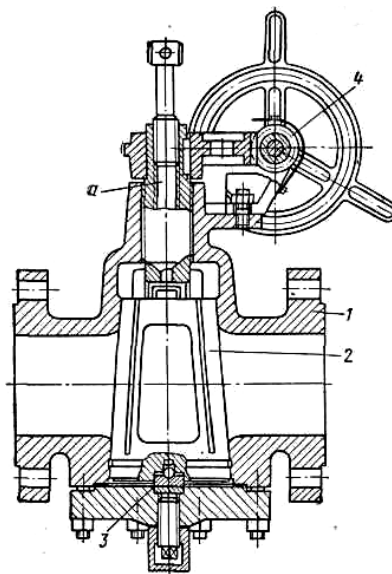


Рис. 23.10. Кран самоуплотняющийся приводной со смазкой: 1 – корпус; 2 – пробка; 3 – шариковая опора пробки; 4 – червячный привод; а – камера для смазки

### 23.4. Обратные клапаны

*Обратные клапаны* предназначаются для самодействующего за-пираания трубопровода при движении среды в обратном направлении.

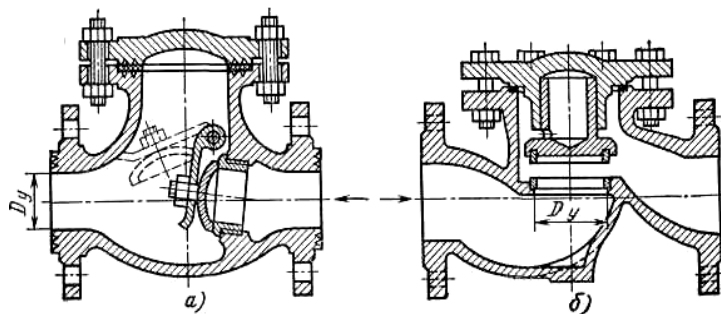


Рис. 23.11. Обратные клапаны

Обратные клапаны, на-пример, устанавливают на нагнетательных линиях насосов. По конструкции обратные клапаны могут быть поворотными (рис. 23.11, а) и подъемными (рис. 23.11, б).

В поворотных клапанах изменение направления движения среды незначительно и гидравлическое сопротивление в них меньше. Обратные клапаны следует устанавливать на горизонтальных участках трубопроводов. На вертикальных линиях подъемный клапан работать не может, а у поворотного возможно заедание захлопки.

### 23.5. Предохранительные клапаны и мембраны

Предохранительные клапаны служат для выпуска из аппарата избыточного количества среды, когда давление в аппарате превышает допустимую величину. На аппаратах нефтеперерабатывающих установок применяют главным образом пружинные предохранительные клапаны.

Для инертных сред (воздух, водяной пар) используют клапаны открытого типа, в которых возможна утечка среды через неплотности во втулке шпинделя при открытии клапана. Клапаны закрытого типа, в которых исключается возможность утечки среды в атмосферу, устанавливают для взрывоопасных и ядовитых сред и сообщают с конденсационной системой или линией на факел.

Производительность клапана зависит от степени его открытия (подъема). По величине подъема тарелки над седлом различают клапаны трех групп: мало-, средне- и полноподъемные. Подъем тарелки малоподъемных клапанов составляет от  $\frac{1}{40}$  до  $\frac{1}{20}$  диаметра прохода в седле, среднеподъемных – от  $\frac{1}{10}$  до  $\frac{1}{6}$ , полноподъемных – не менее  $\frac{1}{4}$  диаметра прохода.

Необходимо, чтобы в полноподъемных клапанах после отрыва золотника от седла сила, действующая на него со стороны среды, была достаточна для сжатия пружины до высоты полного подъема золотника. Это достигают за счет того, что в полноподъемном клапане увеличивают площадь тарелки золотника, на которую после ее отрыва действует давление, а также среде, вытекающей из-под тарелки, придают направление, позволяющее использовать силу реакции струи для подъема золотника (рис. 23.12).

Предохранительный клапан имеет две регулировочные втулки на резьбе: верхнюю устанавливают на направляющей втулке, нижнюю – на седле. Перемещением втулок можно в некоторых пределах изменять высоту подъема клапана над седлом. Направляющая втулка неподвижна и центрирует золотник при его перемещении.

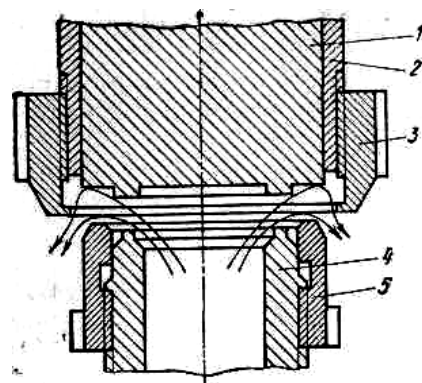
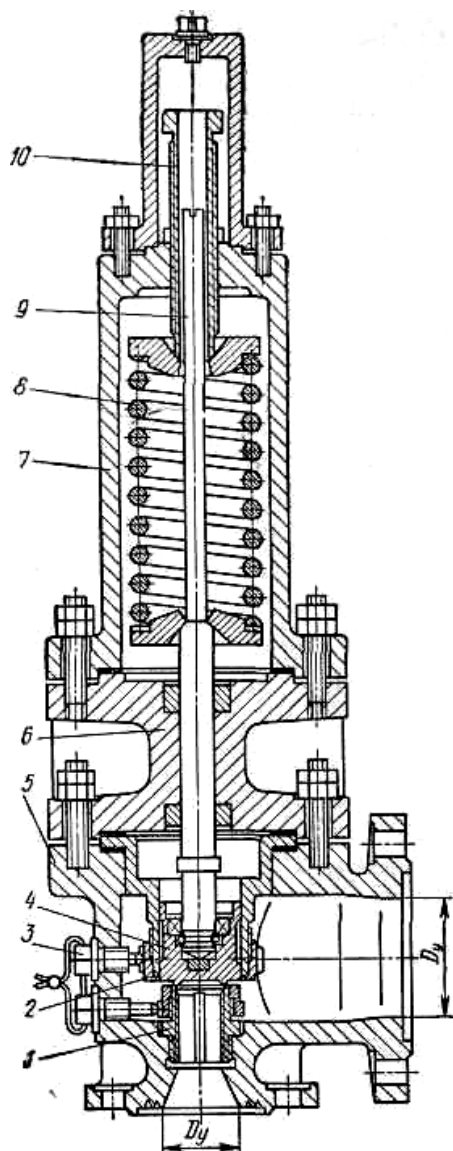


Рис. 23.12. Сопло предохранительного клапана: 1 – золотник; 2 – направляющая втулка; 3 – верхняя регулировочная втулка; 4 – седло; 5 – нижняя регулировочная втулка



Пружины предохранительных клапанов изготовляют в основном из стали 50ХФА, реже из стали 60С2ХА.

Пружинный предохранительный клапан выполняют в двух вариантах: для температуры среды до 350 и до 600°C. В последнем случае клапаны изготавливают с разделителем (рис. 23.13), который отделяет пружину от области с высокой температурой. Для обеспечения нормальной работы клапана температура пружины не должна превышать 200°C.

Давление, соответствующее началу открытия клапана, регулируют сжатием пружины при помощи резьбовой втулки 10.

Конструкция предохранительного клапана должна обеспечивать возможность проверки свободного подъема тарелки клапана. Для этой цели служит рычажное подъемное устройство.

Рис. 23.13. Предохранительный клапан:

1 – седло с регулировочной втулкой; 2 – направляющая втулка с регулировочной втулкой; 3 – винт стопорный; 4 – золотник; 5 – корпус клапана; 6 – разделитель; 7 – крышка; 8 – пружина; 9 – шток; 10 – резьбовая втулка

Клапаны, в которых поток среды при движении сужается (коническое сопло) и в результате повышается его скорость при подходе к тарелке, называют сопловыми. Корпус таких клапанов (см. рис. 23.13) или седло имеют некоторую конусность.

Для сосудов, работающих под давлением, предохранительные клапаны должны быть отрегулированы в соответствии с существующими нормами [56]. Установочное давление, которому соответствует начало открытия клапана, принимают равным расчетному давлению. Расчетное (рабочее) давление  $p_{раб} = 1,1 p_T$ , причем для взрывоопасных и токсичных сред  $p_{раб} \geq (p_T + 0,2)$  МПа, где  $p_T$  – технологическое давление, при котором обычно идет процесс. Давление при полном открытии предохранительного клапана  $p_k \leq 1,1 p_{раб}$ .

Число, размеры и пропускную способность предохранительных клапанов следует выбирать по расчету так, чтобы давление в аппарате не превышало  $p_k$ .

Пропускную способность (кг/ч) предохранительного клапана определяют по формуле

$$G = 498\alpha AB\sqrt{(p_1 - p_2)\rho}, \quad (23.13)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода (определяется экспериментально организацией, сконструировавшей клапан, или заводом-изготовителем);  $A$  – площадь сечения проточной части клапана,  $\text{см}^2$  (для полноподъемных клапанов  $A = \pi d^2/4$ , для неполноподъемных клапанов  $A = \pi dh$ , здесь  $d$  – наименьший диаметр прохода;  $h$  – высота подъема тарелки);  $B$  – коэффициент, определяемый в зависимости от показателя адиабаты и отношения  $p_2/p_1$  [10];  $p_1$  – максимальное абсолютное давление перед клапаном, МПа;  $p_2$  – абсолютное давление за предохранительным клапаном, МПа;  $\rho$  – плотность среды перед клапаном,  $\text{кг/м}^3$ .

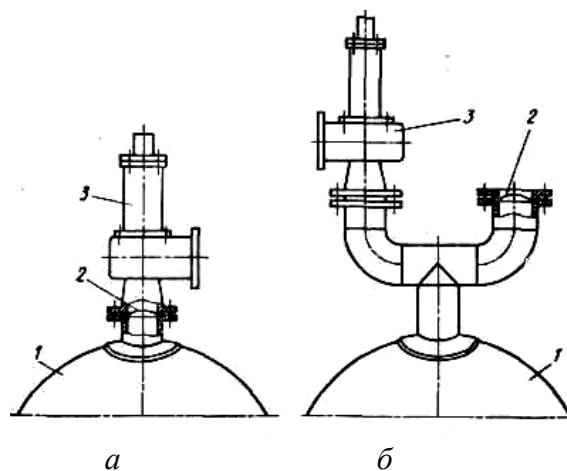
Для защиты аппаратов от разрушения при чрезмерном повышении давления применяют также предохранительные мембраны. В зависимости от характера разрушения различают разрывные, ломающиеся, отрывные, срезные и другие мембраны. Предохранительные мембраны применяют в условиях возможности очень быстрого повышения давления, кристаллизации, полимеризации и высокой коррозионности сред.

Предохранительные разрывные мембраны представляют собой тонкий сферический диск, зажатый между двумя фланцами.

Недостатки предохранительных мембран – возможность однократного применения; после разрыва проход для среды остается открытым.

Разрывные мембраны иногда устанавливают (рис. 23.14) параллельно с предохранительным клапаном с таким расчетом, чтобы мембрана срабатывала после клапана, если давление продолжает расти, или последовательно для защиты клапана от неблагоприятного воздействия среды. В последнем случае предполагают одновременное действие мембраны и клапана.

Рис. 23.14. Схемы установки предохранительной мембраны перед (а) и параллельно (б) с предохранительным клапаном: 1 – аппарат; 2 – разрывная мембрана; 3 – клапан



## 23. 6. Арматура для сыпучих материалов

Для отсечки потока сыпучих материалов применяют различные *шиберные устройства* (рис. 23.15), которые, как правило, не создают герметичного перекрытия трубопровода. Такие устройства при аэрированных потоках применяют и для регулирования.

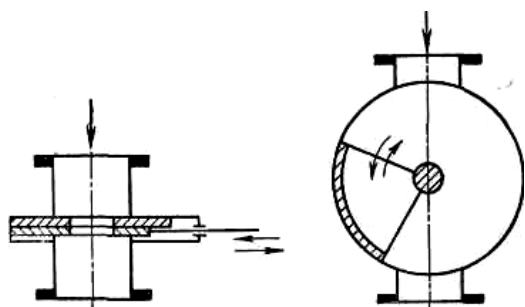


Рис. 23.15. Схемы конструкции арматуры для сыпучих материалов (задвижка, секторный отсекаль)

образующие карманы. При эксплуатации карманы заполняются катализатором, что снижает температуру стенок корпуса и защищает их от эрозии. Одна из стенок корпуса выполнена наклонной, что обеспечивает свободное осыпание катализатора и исключает возможность образования застойной зоны.

На рисунке 23.16 приведена конструкция шиберной электроприводной задвижки условным диаметром 800 мм, которую устанавливают на вертикальных линиях пневмотранспорта пылевидного катализатора в реактор и регенератор установки каталитического крекинга. Задвижка перекрывает линию и предотвращает обратный переток катализатора из аппарата.

Задвижка имеет сварной корпус 1 прямоугольной формы. Изнутри к трем стенкам корпуса приварены пластины,

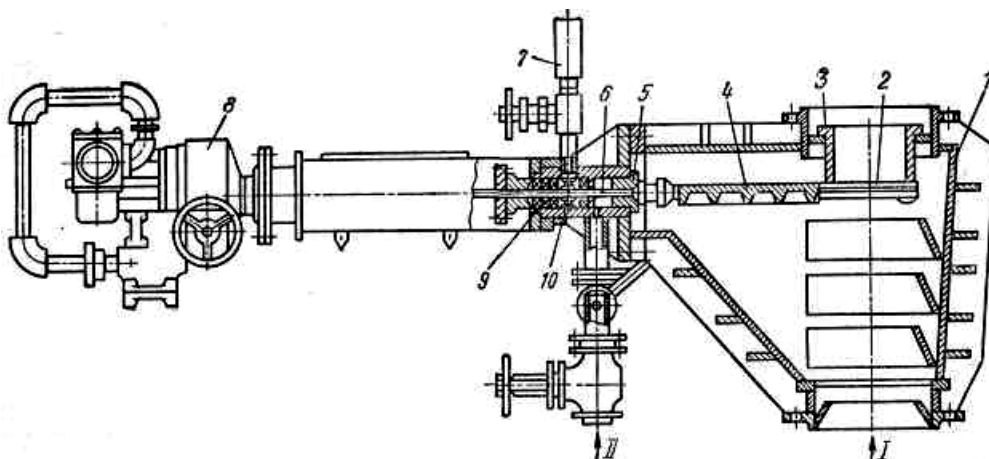


Рис. 23.16. Шиберная электроприводная задвижка пневмотранспортных линий пылевидного катализатора: I – катализатор; II – водяной пар

Шибера 4 перемещается в направляющих 2. На сопряженные поверхности выступов шибера и пазов направляющих наплавлен слой твердого сплава. Направляющие обеспечивают необходимый зазор между нижним торцом патрубка 3 и поверхностью шибера. Сальниковое уплотнение 9 штока 6 шибера имеет фонарное кольцо 10, к которому при необходимости восстановления герметичности подается графит от лубрикаторного устройства 7.

Для защиты от износа к направляющим шибера по всей их длине и к сальниковой втулке 5 штока непрерывно подается водяной пар или воздух для сдувания абразивных частиц. Это обеспечивает также охлаждение сальника.

Привод 8 задвижки выполнен во взрывозащищенном исполнении. Мощность электропривода 2,3 кВт.

Задвижка работает при температуре среды до 600°C и давлении до 0,4 МПа.

### 23.7. Заслонка для газоходов трубчатых печей

Для регулирования работы трубчатых печей на газоходах перед дымовой трубой устанавливают поворотные заслонки. Такие заслонки в зависимости от их размера могут перекрывать газоходы с поперечным сечением от 2 до 20 м<sup>2</sup>.

Заслонка (рис. 23.17) смонтирована на вертикальном участке газохода так, чтобы ее вал был горизонтальным. Заслонка имеет сварной прямоугольный корпус 1, в котором установлен шибер. Последний представляет собой разъемный вал 3 с закрепленными на нем лопастями 2. Вал установлен в выносных подшипниках скольжения 4. Приводной конец вала закреплен в осевом направлении кольцами 5, противоположный конец вала свободен, что обеспечивает возможность температурного удлинения вала. Электропривод 6 во взрывозащищенном исполнении связан с валом заслонки через винтореечный редуктор 7, прикрепленный к корпусу заслонки. Вал 8 зубчатого сектора редуктора соединен с валом заслонки кулачковой муфтой 9. Привод предусматривает также ручное управление.

Изнутри корпус заслонки изолирован жаростойкой футеровкой 10. Вал и лопасти выполнены из стали 12Х18Н9Т.

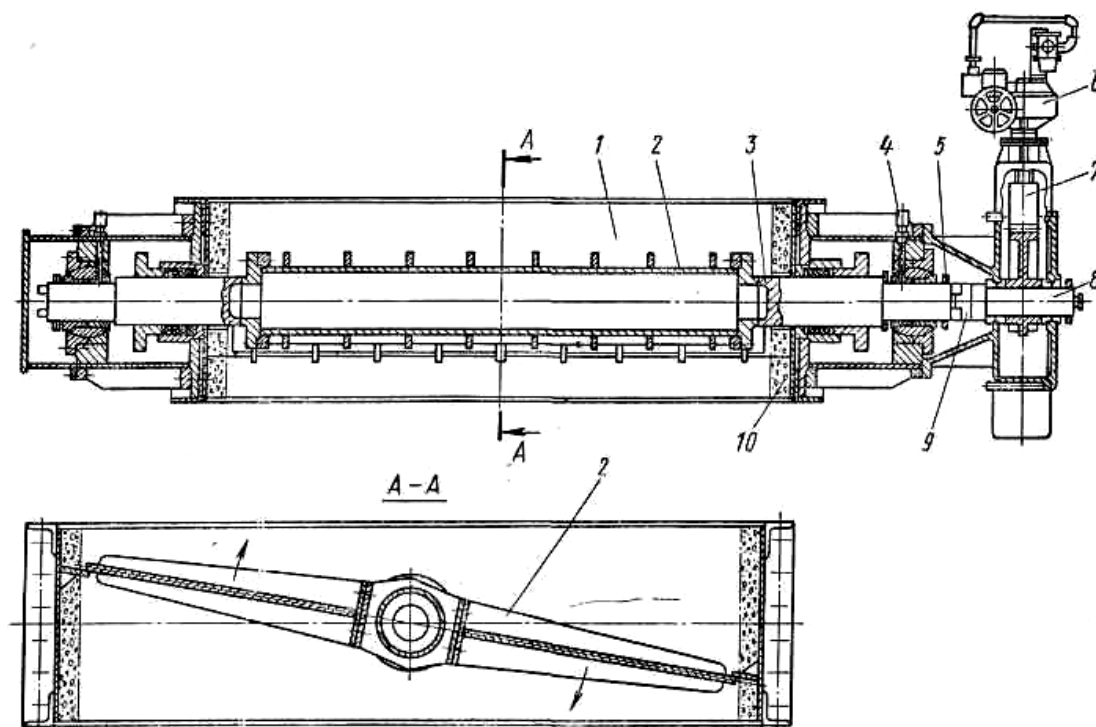


Рис. 23.17. Заслонка поворотная для газоходов трубчатых печей

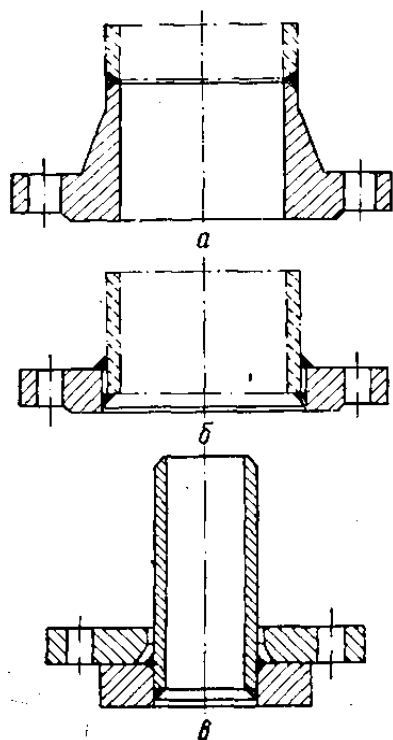
## Тема 24. ФЛАНЦЫ И ФИТИНГИ

### 24.1. Фланцы

Фланцевые соединения – наиболее распространенный вид разъемных соединений в сосудах и аппаратах, а также в трубопроводах. Различают аппаратные и арматурные фланцевые соединения.

*Аппаратные фланцевые соединения*, применяемые для соединения частей аппаратов, обычно нагружены внутренним давлением и лишь в небольшой степени изгибающими внешними нагрузками от веса присоединяемых деталей и других воздействий. Они более легки и компактны, чем фланцевые соединения арматуры.

*Фланцевые соединения арматуры*, а также штуцеров аппаратов воспринимают значительные усилия от веса примыкающих трубопроводов, температурные усилия, возникающие в результате нагрева и охлаждения трубопроводов, ветровую нагрузку на трубопроводы и др., которые создают дополнительную изгибающую и скручивающую нагрузку, помимо нагрузки от внутреннего давления. Поэтому арматурные фланцевые соединения намного массивнее аппаратных.



#### *Конструкции фланцев.*

По конструкции фланцы разделяют на цельные или приварные встык, плоские приварные, накидные или свободные (рис. 24.1) [56, 57]. Приварку фланцев к аппаратам осуществляют так, чтобы оси отверстий под болты не совпадали с осями аппарата.

Конструкция фланцев нормализована и характеризуется условным давлением и диаметром.

Фланцы на условное давление  $p_y = 1$  МПа допускают к применению только для «мятого» пара, воздуха, темных нефтепродуктов. Для светлых нефтепродуктов используют фланцы цельного типа обычно не ниже, чем на  $p_y = 1,6$  МПа.

Рис. 24.1. Конструкции фланцев: *a* – цельного типа или приварной встык; *b* – плоский приварной; *v* – накидной или свободный

Фланцы цельного типа являются наиболее надежными и их применяют для любых давлений и температур; фланцы плоские приварные – до температуры  $300^\circ$  и давления  $p_y = 2,5$  МПа.

Фланцы из углеродистой стали применяют до температуры  $475^\circ\text{C}$  и давления  $p_y = 16,0$  МПа.



Конструкция уплотнений во фланцах нормального типа зависит от условного давления (рис. 24.2).

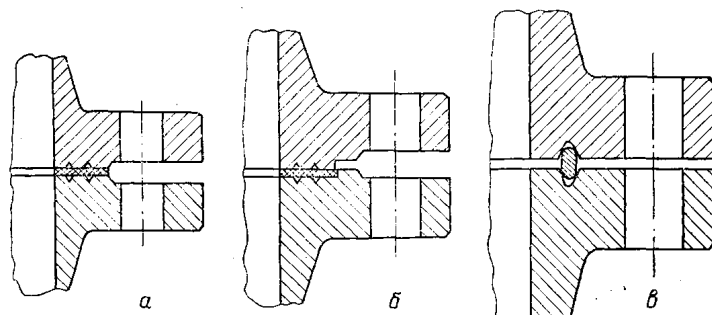


Рис. 24.2. Конструкции уплотнений:  
*a* – для  $p_y \leq 2,5$  МПа; *б* –  $p_y = 4,0$  МПа; *в* –  $p_y \geq 6,4$  МПа

Материал фланцев должен соответствовать материалу труб или аппаратов, на которые они устанавливаются. В соответствии с этим фланцы могут быть чугунными, из углеродистой стали различных марок, легированной стали и цветных металлов. По способу изготовления фланцы, за исключением чугунных, могут быть выполнены коваными или литыми. Выбор материала обуславливается рабочими условиями [57]:

- для агрессивных сред независимо от давления применяются (в пределах допустимого) устойчивые против коррозии материалы – цветные металлы или легированные стали;
- для неагрессивных сред до температуры  $475^\circ\text{C}$  – углеродистая сталь марок Ст 3, Ст 4, 20 и др.;
- для неагрессивных и слабоагрессивных сред до температуры  $550^\circ\text{C}$  – сравнительно малолегированная сталь марок X5M, X5BФ и им подобные;
- для более жестких условий в отношении коррозии и до температуры  $600^\circ\text{C}$  – высоколегированные стали 1X18H9T и им подобные.

Размеры фланцев из легированной стали соответствуют тем же стандартам, что и размеры фланцев из углеродистой стали, но они предназначаются для больших давлений.

#### ***Болты и шпильки.***

Нормами нефтяной промышленности допускается применение болтов для чугунных фланцев на условные давления 2,5 МПа до температуры не выше  $300^\circ\text{C}$  и из углеродистой стали на условное давление не выше 1,6 МПа – до температуры не выше  $200^\circ\text{C}$ .

Во всех остальных случаях применяют шпильки, нарезанные по всей длине ее (тип А, рис. 24.3) или шпильки с выточкой в средней части (тип Б, рис. 24.4).

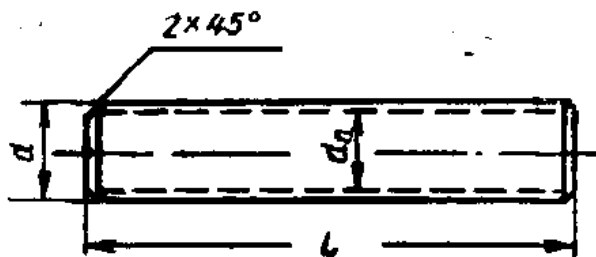


Рис. 24.3. Шпилька со сплошной нарезкой (тип А)

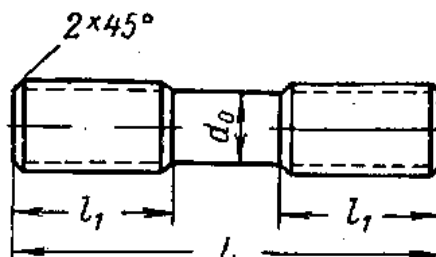


Рис. 24.4. Шпилька с выточкой в средней части (тип Б)

Лучшая работа шпилек обоих типов по сравнению с болтами объясняется тем, что шпилька не имеет резкого перехода сечения от стержня к головке, где возникают перенапряжения, а также тем, что в шпильках лучше используются упругие свойства материала.

При повышении температуры фланцы испытывают тепловое расширение во всех направлениях, в том числе и по толщине. Стягивающая деталь – крепежный болт или шпилька – также нагревается, но до более низких температур, так как она сидит в отверстиях фланцев с некоторым зазором и получает тепло за счет контакта гаек или гайки и головки с фланцами. Поэтому даже при одинаковых материалах крепежных изделий и фланцев температурные расширения крепежа всегда меньше, чем у фланцев.

Материал шпилек выбирается в зависимости от температуры среды и материала фланцев: для фланцев из углеродистой стали при работе до температуры 435°C и условном давлении до 16,0 МПа служат шпильки из стали марок 30, 35, 30Х и 35Х; для температуры до 475°C и давлении до 16 МПа – сталь 25Х2МФА; для фланцев из стали Х5М для температуры до 435°C – сталь марок 30Х и 35Х; при температуре до 550°C – сталь 25Х2МФА; для фланцев из высоколегированной стали 1Х18Н9Т для температуры до 600°C и давлении до 16,0 МПа – сталь 4Х14Н14В2М.

### ***Прокладки.***

В качестве прокладок могут быть использованы многие материалы. Нормами нефтяной промышленности предусматривается применение трех основных типов прокладок:

- для условного давления до 2,5 МПа и температуры до 300°C – плоские мягкие прокладки типа А (рис. 24.5);
- для условного давления от 1,6 до 4,0 МПа и температуры до 450°C – гофрированные прокладки с мягкой набивкой типа Б (рис. 24.6);
- для условного давления от 6,4 до 16,0 МПа и температуры до 550°C – металлические прокладки овального сечения (рис. 24.7);
- для более жестких рабочих условий – металлические линзовые прокладки (рис. 24.8).

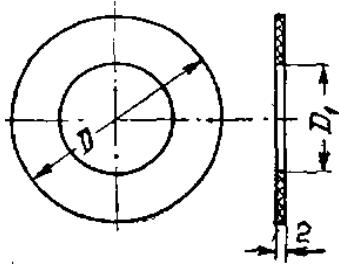


Рис. 24.5. Прокладка мягкая плоская (тип А)

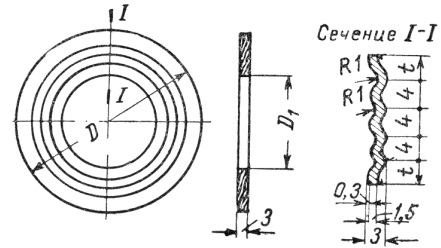


Рис. 24.6. Прокладка металлическая гофрированная с мягкой набивкой

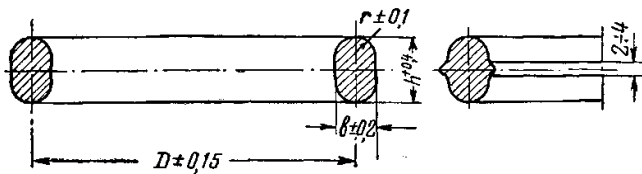


Рис. 24.7. Прокладка металлическая овального сечения

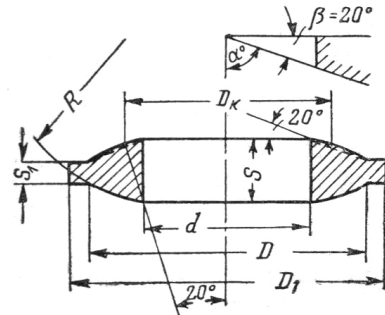


Рис. 24.8. Прокладка линзовая

### **Расчет фланцевых соединений.**

Фланцевые соединения, на которые имеются стандарты, рассчитаны на условное давление  $p_y$ . Фланцевые соединения аппаратов обычно рассчитываются на рабочее давление  $p_{эк}$  при рабочей температуре.


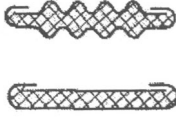
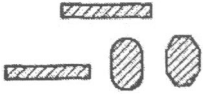
*Определение нагрузки на крепежные детали.* Нагрузку на болты и шпильки от внутреннего давления при расчетах по приближенному методу находят по формуле

$$Q_b = Q_d + R_n = p \frac{\pi D_n^2}{4} + m r \pi D_n 2b, \quad (24.1)$$

где  $p$  – внутреннее давление, которое при расчете на условное давление принимают равным  $p_y$ , а при расчете на рабочее давление – равным  $p_{эк}$ ;  $D_n$  – средний диаметр прокладки;  $m$  – коэффициент удельного давления на прокладку, показывающий, во сколько раз удельное давление должно быть больше внутреннего давления, чтобы условие герметичности было выполнено (табл. 24.1);  $b$  – расчетная ширина прокладки, которую принимают в зависимости от конструкции прокладки и уплотнительных поверхностей (табл. 24.2).

Нагрузку на болты согласно формуле (24.1) определяют как сумму нагрузки  $Q_d$ , воспринимаемой болтами от внутреннего давления, и нагрузки  $R_n$  на прокладку, необходимой для обеспечения герметичности. Нагрузка  $R_n$  на прокладку зависит от внутреннего давления, конструкции уплотнительных поверхностей, а также конструкции, материала и качества прокладки.

Значения коэффициента  $m$  и удельного давления  $q_n$ 

Материал прокладки	$m$	$q_n$	Сечение прокладки
Прессованный асбест, асбестовая композиция (паронит) толщиной 2 мм	2,75	30	
Гофрированная металлическая оболочка с асбестовым заполнением (оболочка – алюминий, мягкая углеродистая сталь, коррозионно-стойкая сталь)	3,75	40...60	
Цельнометаллическая прокладка: – плоская алюминиевая; – плоская овального или восьмигранного сечения: • из стали 05 кп; • из коррозионной стали	4,0 5,5 6,5	60	

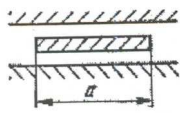
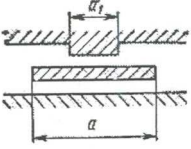
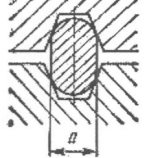
Нагрузку на болты при их затяжке, необходимую для начального смятия прокладки, рассчитывают по формуле

$$Q_{б1} = \pi D_n b q_n, \quad (24.2)$$

где  $q_n$  – удельное давление, которое нужно создать на поверхности прокладки.

Таблица 24.2

Расчетная ширина прокладки при различной форме уплотнительных поверхностей

Форма уплотнительных поверхностей	Базовая ширина прокладки $b_0$	Расчетная ширина прокладки $b$
	$b_0 = \frac{a}{2}$	при $b_0 \leq 6$ мм $b = b_0$
	$b_0 = \frac{a + a_1}{4}$	при $b > 6$ мм $b_0 = 2,5\sqrt{b_0}$ , где $b_0$ в мм
	$b_0 = \frac{a}{8}$	

Удельное давление на прокладку зависит от конструкции и материала прокладки (предела текучести). Величину  $q_n$  принимают с таким расчетом, чтобы в результате смятия контактных поверхностей прокладки получить герметичное соединение.

Обычно при низких давлениях и твердых прокладках  $Q_{\delta 1} > Q_{\delta}$  и, наоборот, при значительных давлениях и мягких прокладках  $Q_{\delta} > Q_{\delta 1}$ .

При расчете фланцевого соединения на условное давление принимают большее из значений:  $Q_{\delta}$  или  $Q_{\delta 1}$ .

При расчете по рабочим условиям на повышенную температуру предварительно сравнивают значение  $Q_{\delta 1}$  с величиной  $Q_{\delta 1}[\sigma]_{20}/[\sigma]_t$ , где  $Q_{\delta}$  определяют в зависимости от величины  $p_{эк}[\sigma]_{20}$  и  $[\sigma]_t$  – допускаемые напряжения для рассчитываемого элемента (болтов или фланца) при температуре соответственно 20°C и рабочей. Если получают  $Q_{\delta 1} > Q_{\delta}$ , то расчет ведут по  $Q_{\delta 1}$ . В противном случае для расчета принимают нагрузку  $Q_{\delta}$  по рабочим условиям, проверяя, чтобы напряжения в элементах соединения не превосходили допускаемые значения при рабочей температуре.

Если фланцевое соединение нагружено не только внутренним давлением, но и внешним изгибающим моментом (рис. 24.9)  $M = Q_0 l$ , то появляется дополнительная нагрузка на болты, которую можно определить следующим образом.

Заменим площадь поперечного сечения болтов эквивалентной площадью поперечного сечения кольца со средним диаметром  $D_n$ , равным среднему диаметру прокладки. Тогда

$$\frac{\pi d_0^2}{4} n = \pi D_n \delta,$$

откуда толщина стенки кольца

$$\delta = \frac{d_0^2 n}{4 D_n}, \quad (24.3)$$

где  $d_0$  – внутренний диаметр резьбы болта;  $n$  – число болтов.

Момент сопротивления кольца  $W = \pi D_n^2 \delta / 4$ .

Напряжение изгиба в кольце  $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{4M}{\pi D_n^2 \delta}$ .

С учетом формулы (24.3) получим  $\sigma = \frac{16M}{\pi d_0^2 n D_n}$ ;

отсюда дополнительная нагрузка  $q_u$  на один болт, возникающая от действия внешнего изгибающего момента,

$$q_u = \sigma \frac{\pi d_0^2}{4} = \frac{4M}{n D_n}.$$

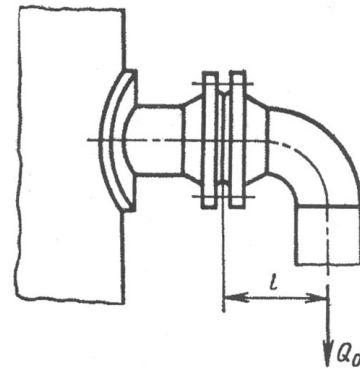


Рис. 24.9. Фланцевое соединение, нагруженное внешним изгибающим моментом

Общая дополнительная нагрузка на болты фланцевого соединения

$$Q_u = q_u n = \frac{4M}{D_n}, \quad (24.4)$$

поэтому при наличии внешнего изгибающего момента фланцевое соединение рассчитывают на большую из нагрузок:

$$Q = Q_{\sigma} + Q_u \quad \text{или} \quad Q_1 = Q_{\sigma 1} + Q_u. \quad (24.5)$$

При сравнении нагрузки  $Q_1$  со значением нагрузки  $Q$ , рассчитанным по рабочим условиям, последнюю умножают на дробь  $[\sigma]_{20}/[\sigma]_t$ .

Иногда для определения дополнительной нагрузки на фланцевое соединение от внешнего изгибающего момента находят дополнительное внутреннее давление  $p_u$ , которое по своему действию на болты эквивалентно действию изгибающего момента  $M$ . С учетом уравнения (24.4) получим

$$p_u = \frac{4Q_u}{\pi D_n^2} = \frac{16M}{\pi D_n^3}.$$

Давление  $p_u$  добавляют при расчете элементов фланцевого соединения к действующему внутреннему давлению.

Если величина дополнительного давления  $p_u$  добавлена к рабочему давлению или условное давление  $p_y$  определено по их сумме и нагрузка  $Q_{\sigma}$  определена по формуле (24.1) с учетом найденных таким образом значений давлений, то в этом случае вместо расчета по формуле (24.5) следует принять  $Q = Q_{\sigma}$ .

*Расчет болтов фланцевого соединения.* Число болтов (шпилек) определяют по наибольшей нагрузке по формулам:

$$n = Q_{\sigma}/q_{\sigma} \quad \text{или} \quad n = Q_{\sigma 1}/q_{\sigma}, \quad (24.6)$$

где  $q_{\sigma}$  – допускаемая нагрузка на один болт,

$$q_{\sigma} = \frac{\pi}{4} d_0^2 [\sigma]. \quad (24.7)$$

Для шпилек с проточенной средней частью, если наружный диаметр  $d_c$  средней части меньше внутреннего диаметра резьбы  $d_0$  в формулу (24.7) вместо  $d_0$  следует подставить  $d_c$ .

При расчете на условное давление принимают для крепежных деталей фланцев аппаратных  $[\sigma] = \sigma_g/4$ , арматурных  $[\sigma] = \sigma_g/5$ . При расчете на рабочее давление допускаемое напряжение следует принимать при рабочей температуре. При повышенных температурах, когда металл еще не подвержен ползучести, для низко- и среднелегированных сталей, например

30ХМА, 25Х2М1Ф,  $[\sigma] = \sigma_m / 2,8 \dots \sigma_m / 3,2$ ; для углеродистых и высоколегированных сталей коэффициент запаса прочности по пределу текучести снижают и принимают  $n_m = 1,9 \dots 2,3$ . При температурах, обуславливающих ползучесть металла под нагрузкой, допускаемое напряжение принимают не выше предела ползучести за 100 000 ч.

Допускаемые напряжения для болтов и шпилек аппаратных фланцев указаны в табл. 24.3.

Диаметр болтов и шпилек принимают, как правило, не менее 16 мм.

Таблица 24.3

**Допускаемые напряжения (МПа) для болтов и шпилек аппаратных фланцевых соединений**

Температура, °С	[σ] для стали			
	35	35Х	25Х2М1Ф	45Х14Н14В2М
20	130	230	230	160
200	120	225	225	130
300	97	215	215	120
400	75	160	210	ПО
500	–	–	150	100
540	–	–	75	80

Шпильки малого диаметра могут быть перенапряжены при затяжке, поэтому допускаемые напряжения снижают для шпилек диаметром 16 мм на 25%, диаметром 20 мм на 15% по сравнению с указанными в табл. 24.3 значениями.

Для создания расчетного удельного контактного давления на уплотнительных поверхностях прокладки необходимо, чтобы шаг между болтами  $t \geq 5d$ , где  $d$  – наружный диаметр резьбы болта.

При больших давлениях шпильки ставят с шагом  $3d$  или даже  $2,5d$ , но не менее  $2d + 18$  мм; при этом для заворачивания гаек можно использовать только торцовые ключи.

Число болтов и их диаметр, найденные расчетом, округляют в большую сторону, учитывая, что число болтов должно быть кратно четырем ( $n = 12; 16; 20$  и т. д.), а диаметр должен соответствовать внутреннему диаметру метрической резьбы по стандарту. В связи с этим максимальную нагрузку, которую могут воспринять болты, находят по формуле

$$Q_{бм} = nq_b, \quad (24.8)$$

где  $n$  – принятое число болтов;  $q_b$  – допускаемая нагрузка на болт (формулу (24.7)).

При определении размеров фланца учитывают условную расчетную нагрузку

$$Q_{\phi\phi} = \frac{Q_{\phi} + Q_{\phi m}}{2}, \quad (24.9)$$

где  $Q_{\phi}$  – нагрузка, которую принимают равной большему из значений  $Q_{\phi}$  и  $Q_{\phi 1}$  (формулы (24.1) и (24.2)).

*Температурные напряжения в болтах и шпильках фланцевых соединений.* При повышенной температуре сред в аппаратах или трубопроводах элементы фланцевых соединений нагреваются неодинаково: температура  $t_{\phi}$  болтов и шпилек устанавливается ниже температуры  $t_{\phi}$  фланцев. Фланцы расширяются больше, чем болты или шпильки, и вызывают в последних возникновение дополнительных напряжений.

Дополнительное расширение фланцев обеспечивается за счет разности температурных коэффициентов линейного расширения  $\alpha_{\phi} - \alpha_{\phi}$  материала фланца и болтов при нагреве элементов до температуры  $t_{\phi}$ , а также дополнительным нагревом фланца на величину  $(t_{\phi} - t_{\phi})$ :

$$\delta = [(\alpha_{\phi} - \alpha_{\phi})t_{\phi} + (t_{\phi} - t_{\phi})\alpha_{\phi}]L = (\alpha_{\phi}t_{\phi} - \alpha_{\phi}t_{\phi})L.$$

Определим температурное усилие в болтах

$$Q_t = \frac{(\alpha_{\phi}t_{\phi} - \alpha_{\phi}t_{\phi})E_{\phi}F_{\phi}E_{\phi}A_{\phi}}{E_{\phi}A_{\phi} + E_{\phi}A_{\phi}}, \quad (24.10)$$

где  $E_{\phi}$ ,  $E_{\phi}$  – модули продольной упругости материала фланцев и болтов;  $A_{\phi} = n \frac{\pi}{4} [(a + 0,5h)^2 - d^2]$  – условная площадь поперечного сечения фланца с учетом «конуса давления» ( $n$  – число болтов,  $a$  – диаметр кольцевой опорной поверхности гайки,  $h$  – толщина фланца,  $d$  – диаметр отверстия под болт);  $A_{\phi} = n\pi d_{\phi}^2$  – площадь сечения болтов на участке без резьбы.

Так как значение  $A_{\phi}$  в несколько раз больше  $A_{\phi}$ , можно считать  $E_{\phi}A_{\phi} / (E_{\phi}A_{\phi} + E_{\phi}A_{\phi}) \approx 1$ . Тогда формула (24.10) примет вид

$$Q_t = (\alpha_{\phi}t_{\phi} - \alpha_{\phi}t_{\phi})E_{\phi}A_{\phi}. \quad (24.11)$$

Учитывая податливость деталей фланцевого соединения, в том числе деформацию прокладки, в формулу (24.11) следует ввести коэффициент  $\gamma < 1$ , т. е.

$$Q_t = \gamma(\alpha_{\phi}t_{\phi} - \alpha_{\phi}t_{\phi})E_{\phi}A_{\phi}. \quad (24.12)$$

При  $\alpha_{\phi} = \alpha_{\phi} = \alpha$  получим  $Q_t = \gamma\alpha(t_{\phi} - t_{\phi})E_{\phi}A_{\phi}$ .

Обозначая площадь поперечного сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы  $A_{\phi 0}$  и учитывая, что отношение  $A_{\phi} / A_{\phi 0} = \psi \approx 1,3$ , находим температурное напряжение в болтах

$$\sigma_{\phi 1} = Q_t / A_{\phi 0} = \psi\gamma(\alpha_{\phi}t_{\phi} - \alpha_{\phi}t_{\phi})E_{\phi} \quad (24.13)$$

или

$$\sigma_{\phi 1} = 1,3\gamma\alpha(t_{\phi} - t_{\phi})E_{\phi}. \quad (24.14)$$



Нетрудно видеть, что площадь поперечного сечения шпилек со сплошной резьбой или проточкой средней части (рис. 24.10)  $A_{ш} = \pi d_0^2 / 4 < A_b = \pi d_b^2 / 4$  и отношение  $\psi = 1$ , т. е. температурное усилие и напряжение согласно формулам (24.13) и (24.14) будут меньше в 1,3 раза, чем у болтов, имеющих резьбу только на конце стержня.

В связи с этим для фланцевых соединений при температуре среды выше 300°C следует применять не болты, а шпильки со сплошной резьбой или проточкой средней части до внутреннего диаметра резьбы.

Коэффициент  $\gamma$  можно принять равным 0,1 для плоских приварных фланцев и 0,2...0,3 при  $p_y = 1,0...6,4$  МПа для фланцев, приварных встык.

Из формулы (24.13) видно, если  $\alpha_b t_b$  больше или равно  $\alpha_{ф} t_{ф}$ , то температурные напряжения отсутствуют; при этом, если значение  $\alpha_b t_b$  заметно превосходит  $\alpha_{ф} t_{ф}$ , то удельное давление на поверхности прокладки может быть ослаблено и вследствие этого может нарушиться герметичность фланцевого соединения. Следовательно, необходимо проверять, чтобы общее усилие в шпильках не было меньше значения, обеспечивающего герметичность соединения.

Из формулы (24.14) при  $\gamma = 0,2$ ;  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$   $E_b = 2 \cdot 10^5$  МПа и  $t_{ф} = t_b = 1^\circ\text{C}$  получим  $\sigma_{b1} = 1,3 \cdot 0,2 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 = 0,624$  МПа. Это означает, что при разности температур фланца и болтов 1°C возникает температурное напряжение, равное 0,624 МПа; температурное напряжение в этих же условиях для шпилек, нарезанных по всей длине, составляет 0,48 МПа.

Обычно полагают, что фланцы, приварные встык, нагреваются до температуры среды в аппарате (трубопроводе), а температура шпилек составляет около  $0,95 t_{ф}$  для неизолированных фланцев и  $0,97 t_{ф}$  для изолированных.

Если один из фланцев соединения имеет толщину  $h_1$  и коэффициент линейного расширения  $\alpha_1$ , а другой фланец (или крышка) – толщину  $h_2$  и коэффициент расширения  $\alpha_2$ , то усредненный коэффициент линейного расширения  $\alpha_{ф}$  такого фланцевого соединения определяют по формуле

$$\alpha_{ф} = \frac{\alpha_1 h_1 + \alpha_2 h_2}{h_1 + h_2}. \quad (24.15)$$

Зная коэффициент  $\alpha_{ф}$ , находят по формуле (24.13) напряжения в болтах и шпильках фланцевых соединений из разнородных сталей. Для снижения температурных напряжений следует использовать шпильки из материала с коэффициентом  $\alpha_b$ , приближающимся к коэффициенту теплового расширения более толстого фланца.

Значения коэффициентов линейного расширения для некоторых марок стали указаны в табл. 24.4.

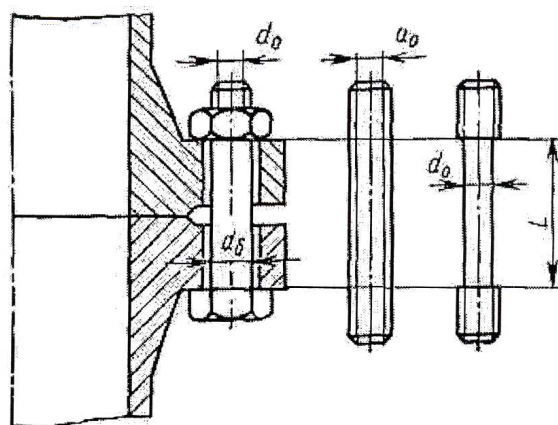


Рис. 24.10. Схема к расчету температурных напряжений в болтах

Температурный коэффициент линейного расширения для некоторых марок стали

Деталь	Марка стали	Значения $\alpha \cdot 10^6, \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ при изменении температуры в пределах, $^\circ\text{C}$		
		20 – 100	20 – 300	20 – 500
Фланцы	20	11,1	12,7	13,9
	15ХМ	11,9	13,2	14,0
	15Х5М	-	12,2	12,5
	12Х18Н10Т	16,6	17,2	17,9
Шпильки и болты	35Х	11,3	12,9	14,2
	25Х2М1Ф	12,5	13,3	14,0
	45Х14Н14В2М	-	-	18,0

**Приближенный метод расчета фланцев.** Фланцы цельного типа рассчитывают под действием силы  $Q_{\text{бф}}$  (24.9) на изгиб как консольную балку в опасных сечениях по линиям  $AB$  и  $BC$  (рис. 24.11). Обозначим  $D_s$  – диаметр втулки фланца;  $s_1$  – толщина втулки фланца;  $D_c$  – средний диаметр втулки фланца;  $h$  – толщина кольца фланца.

Изгибающий момент в сечении по линии  $AB$

$$M_{AB} = Q_{\text{бф}} l,$$

где  $l = (D_{\text{б}} - D_s)/2$  – плечо силы  $Q_{\text{бф}}$ .

Момент сопротивления изгибу площади опасного сечения

$$W_{AB} = \pi D_s h^2 / 6.$$

Напряжение в сечении по линии  $AB$

$$\sigma_{AB} = \frac{M_{AB}}{W_{AB}} = \frac{6Q_{\text{бф}} l}{\pi D_s h^2}. \quad (24.16)$$

Изгибающий момент в сечении по линии  $BC$

$$M_{BC} = 0,4Q_{\text{бф}} l_1,$$

где  $0,4$  – коэффициент, учитывающий жесткость фланца;  $l_1 = \frac{D_{\text{б}} - (D_s - s_1)}{2}$  – плечо силы  $Q_{\text{бф}}$ .

Момент сопротивления изгибу площади опасного сечения

$$W_{BC} = \frac{\pi D_c (s_1 - C)^2}{6},$$

где  $C$  – прибавка на коррозию (обычно  $C = 0,2$  см).

Напряжение изгиба

$$\sigma_{BC} = M_{BC} / W_{BC} \leq [\sigma]. \quad (24.17)$$

Плоские приварные фланцы рассчитывают на изгиб под действием силы  $Q_{\text{бф}}$  как консольную балку (рис. 24.12).

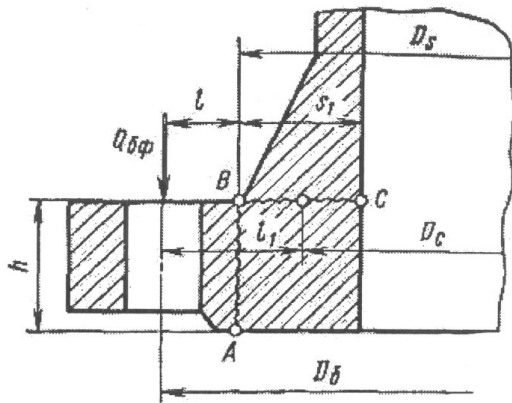


Рис. 24.11. Схема к расчету фланца цельного типа

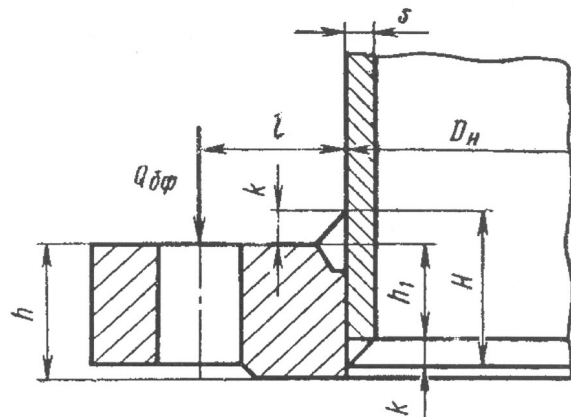


Рис. 24.12. Схема к расчету плоского приварного фланца

Изгибающий момент относительно места приварки фланца

$$M_u = Q_{\delta\phi} l.$$

Момент сопротивления изгибу  $W = \pi D_n h^2 / 6$ , где  $D_n$  – наружный диаметр патрубка фланца.

Напряжение изгиба во фланце

$$\sigma = \frac{6Q_{\delta\phi} l}{\pi D_n h^2} \leq [\sigma]. \quad (24.18)$$

Сварные швы рассчитывают на изгиб и на срез.

Напряжение изгиба в сварном шве под действием изгибающего момента

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{\phi W_c},$$

где  $\phi = 0,8$  – коэффициент, учитывающий прочность сварного шва;  $W_c$  – момент сопротивления изгибу сварных швов,

$$W_c = \frac{\pi D_n}{6} \frac{H^3 - h_1^3}{H}.$$

Напряжение среза в сварных швах

$$\tau = \frac{Q_{\delta\phi}}{2\phi\pi D_n 0,7k},$$

где  $k$  – высота катета сварного шва.

Приведенное напряжение в сварных швах

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{II}^2 + \tau^2} \leq 0,8[\sigma]. \quad (24.19)$$

Обычно с учетом прибавки на коррозию  $C \geq 0,2$  см рекомендуют принимать толщину патрубка  $s \geq h/4 + C$ . Для плоского фланца со сплошным проваром принимают  $s \geq h/3 + C$  и расчет ведут как для фланца цельного типа.

Длину утолщенного патрубка принимают не менее 150 мм, затем делают переход к более тонкой трубе, если фланец с патрубком приваривают к трубопроводу с меньшей толщиной стенки.

При расчете фланцев на условное давление по приближенному методу допускаемое напряжение принимают  $[\sigma] \leq \sigma_s/5$ .

Накидные (свободные) фланцы (рис. 24.13) рассчитывают на изгиб. Опасным является сечение по оси  $y-y$  (рис. 24.14). На фланец действуют расчетная нагрузка  $Q_{\text{бф}}$  и реакция опоры  $N$ .

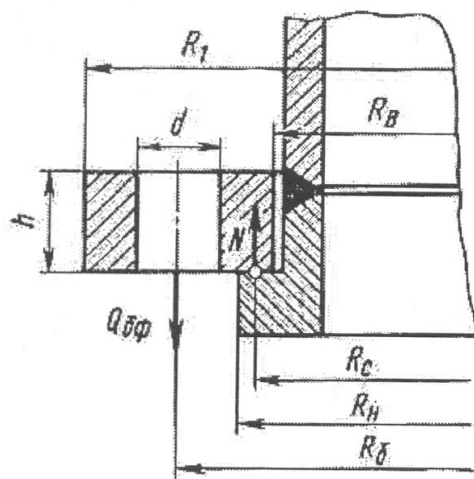


Рис. 24.13. Схема к расчету накидного фланца

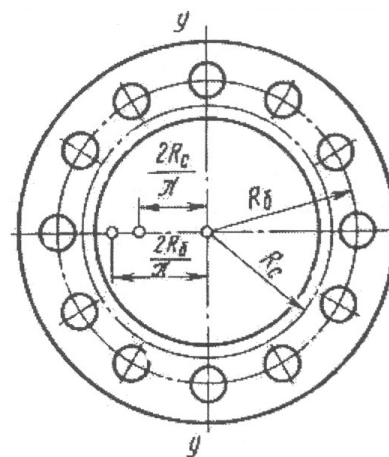


Рис. 24.14. Схема размещения точек приложения равнодействующей усилий в накидном фланце

Равнодействующая расчетной нагрузки для левой половины фланца приложена в центре тяжести болтовой полуокружности на расстоянии  $2R_с/\pi$  от оси  $y-y$ , а равнодействующая реакции опоры – в центре тяжести полуокружности опорного кольца на расстоянии  $2R_б/\pi$  от оси  $y-y$ .

Радиус опорной поверхности фланца можно принять равным

$$R_c = (R_n + R_b)/2,$$

где  $R_n$ ,  $R_b$  – соответственно наружный и внутренний радиусы опорной поверхности.

Изгибающий момент относительно сечения по оси  $y-y$

$$M = \frac{Q_{\text{бф}}}{2} \frac{2R_с}{\pi} - \frac{N}{2} \frac{2R_б}{\pi}.$$

Так как  $Q_{\text{бф}} = N$ , то  $M = Q_{\text{бф}}(R_с - R_б)/\pi$ .

Момент сопротивления изгибу сечения по оси у-у с учетом ослабления сечения двумя отверстиями под болты

$$W = \frac{2(R_1 - R_B - d)h^2}{6}.$$

Напряжение во фланце

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{3Q_{\phi}(R_{\phi} - R_c)}{\pi(R_1 - R_B - d)h^2}. \quad (24.20)$$

Из формулы (24.20) находят толщину фланца. При  $\sigma = [\sigma]$

$$h = \sqrt{\frac{3Q_{\phi}(R_{\phi} - R_c)}{\pi(R_1 - R_B - d)[\sigma]}}, \quad (24.21)$$

где допускаемое напряжение принимают равным 0,8 от нормативного допускаемого напряжения.

Толщина фланца зависит от разности  $R_{\phi} - R_c$ , которую следует по возможности уменьшать.

Накидные фланцы менее распространены, чем приварные, т. к. для их изготовления требуется несколько больший расход металла; они имеют большие размеры и более сложную конструкцию. Однако накидные фланцы имеют некоторые преимущества по сравнению с фланцами приварного типа.

Накидные фланцы можно изготавливать из более прочных сталей, чем фланцы приварные. Накидные фланцы на трубы из легированной стали в коррозионной среде можно изготавливать из углеродистой стали. Однако если труба сделана из высоколегированной хромоникелевой стали, то такое соединение в сочетании с болтами (шпильками) из низколегированной стали можно обычно использовать при температуре не выше 200°C. Накидные фланцы более удобны при монтаже: фланец всегда можно повернуть для совмещения болтовых отверстий.

**Расчет аппаратных фланцевых соединений по стандартному методу.** Нагрузка на болты в условиях монтажа (при затяжке) при нормальной температуре

$$Q_{\phi 1} = \xi(\alpha Q_{\phi} + R_n) + Q_u, \quad (24.22)$$

где  $Q_{\phi}$  и  $R_n$  – значения, см. формулу (24.1);  $Q_u$  – формулу (24.4);  $\xi$  и  $\alpha$  – коэффициенты.

Коэффициент  $\xi$  перехода от рабочих условий при повышенной температуре к условиям затяжки болтов при нормальной температуре принимают равным меньшему из отношений допускаемых напряжений для болтов (шпилек) или для материала фланцев:  $\xi = [\sigma]_{20} / [\sigma]_t$ .

Коэффициент  $\alpha \geq 1$  характеризует необходимое увеличение нагрузки на болты при затяжке (для создания герметичного соединения) по сравнению с нагрузкой от внутреннего давления. Значение  $\alpha$  зависит от конструкции фланцевого соединения и

материала прокладки:  $\alpha = 1,3 \dots 1,5$  для плоских фланцев,  $\alpha = 1,1 \dots 1,25$  для фланцев приварных встык и  $\alpha = 1$  для фланцев с прокладкой восьмигранного сечения.

Нагрузку  $Q_{\delta 1}$  по формуле (24.22) сравнивают с величиной  $Q_{\delta 1}$ , определенной по формуле (24.2), и для расчетов берут большее значение.

Нагрузку на болты в рабочих условиях  $Q_{\delta 2}$  определяют как сумму нагрузки на болты в рабочих условиях  $Q_{\delta}$  по формуле (24.1), температурного усилия  $Q_t$  по формуле (24.12) и нагрузки  $Q_u$  по формуле (24.4) от изгибающего момента:

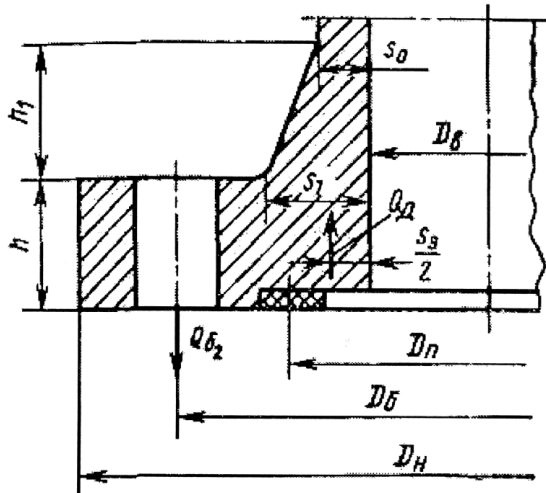


Рис. 24.15. Схема к расчету фланца стандартным методом

$$Q_{\delta 2} = Q_{\delta} + Q_t + Q_u.$$

Напряжения в болтах в условиях монтажа  $\sigma_m$  и в рабочих условиях  $\sigma_t$  должны быть не выше допусковых (табл.24.3), т. е.

$$\sigma_M = \frac{Q_{\delta 1}}{na_{\delta}} \leq [\sigma]_{20}; \quad \sigma_t = \frac{Q_{\delta 2}}{na_{\delta}} \leq [\sigma]_t,$$

где  $n$  – число болтов;  $a_{\delta}$  – площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру резьбы или (в случае шпильки с проточенной средней частью) по диаметру проточенной части, если это сечение меньше.

Прочность фланца проверяют по большему изгибающему моменту (рис. 24.15) – при затяжке или при рабочих условиях:

– при затяжке

$$M_0 = Q_{\delta 1} \frac{D_{\delta} - D_n}{2}; \quad (24.23)$$

– при рабочих условиях (момент, приведенный к нормальной температуре для возможности сравнения с моментом по формуле (24.23))

$$M_0 = \left( Q_{\delta 2} \frac{D_{\delta} - D_n}{2} + Q_{\delta} \frac{D_n - D_{\delta} - s_3}{2} \right) \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t};$$

где  $s_3$  – толщина эквивалентной цилиндрической втулки, равная  $\chi_{s_0}$  (коэффициент  $\chi$  определяют по графику на рис. 24.16 в зависимости от отношений  $s_0/D$ ,  $s_1/s_0$  уклона  $i$  втулки).

Напряжение изгиба в сечении втулки фланца толщиной  $s_1$

$$\sigma_m = \frac{6M_0}{\pi D_{\delta} (s_1 - C)^2} \omega, \quad (24.24)$$

где  $\omega > 1$  – коэффициент, учитывающий геометрическую форму поперечного сечения и снижение напряжений вследствие общей жесткости поперечного сечения,

$$\omega = \frac{1}{1 + 0,9\lambda(1 + \psi_1 j^2)},$$

где  $\lambda = h\sqrt{D_{\delta} s_3}$ ;  $j = h/s_3$ ;

величину определяют по графику (рис. 24.17) в зависимости от отношения  $D_n/D_{\delta}$ .

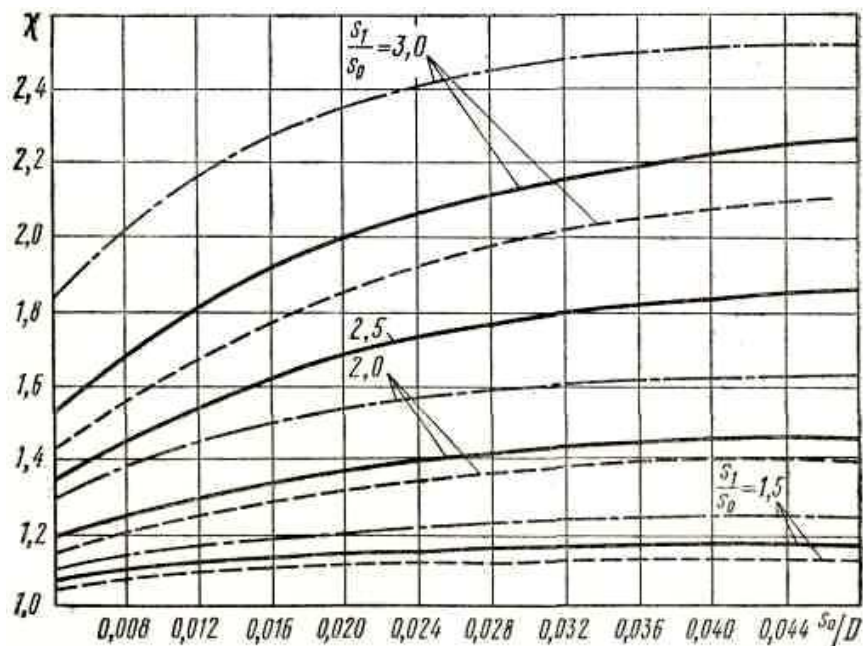


Рис. 24.16. График для определения коэффициента  $\chi$  (штриховые линии, когда  $I = 1/2,5$ ; сплошные линии –  $I = 1/3$ ; штрихпунктирные линии –  $I = 1/5$ )

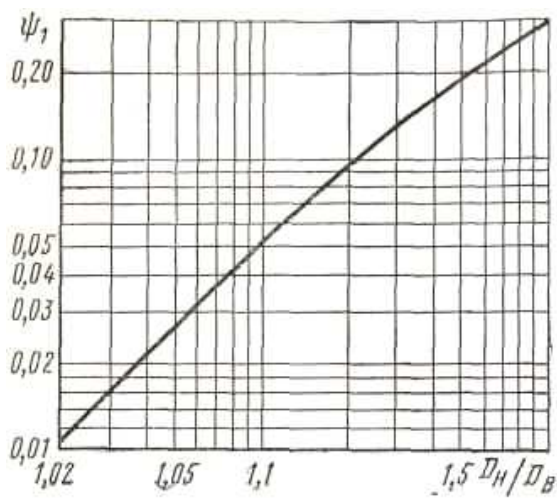


Рис. 24.17. График для определения коэффициента  $\psi_1$

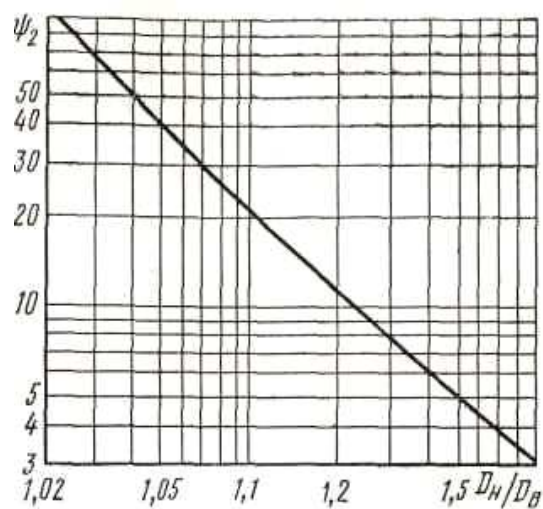


Рис. 24.18. График для определения коэффициента  $\psi_2$

Напряжение изгиба во втулке фланца в сечении толщиной  $s_0$

$$\sigma_0 = f \sigma_m.$$

Тангенциальное напряжение в кольце фланца

$$\sigma_k = \frac{M_0}{D_B h^2} [1 - \omega \cdot (1 + 0,9\lambda)] \psi_2, \quad (24.25)$$

где  $\psi_2$  – коэффициент, характеризующий возможность снижения напряжений за счет увеличения отношения  $D_n / D_b$  и определяемый по графику (рис. 24.18).

Эквивалентные напряжения:

– в сечении втулки толщиной  $s_1$

$$\sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_k^2 + \sigma_m \sigma_k} \leq [\sigma_1],$$

– в сечении втулки толщиной  $s_0$

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_{0m})^2 + \sigma_{0k}^2 - (\sigma_0 + \sigma_{0m})\sigma_{0k}} \leq [\sigma_0];$$

где  $\sigma_{0m} = \frac{pD_6}{4(s_0 - C)}$  – меридиональное напряжение от внутреннего давления для сечения толщиной  $s_0$ ;

$\sigma_{0k} = \frac{pD_6}{2(s_0 - C)}$  – тангенциальное напряжение от внутреннего давления для сечения толщиной  $s_0$ .

Допускаемые напряжения для сечения толщиной  $s_1$   $[\sigma_1] \leq \eta \sigma_{T20}$ , для кольца  $[\sigma_k] \leq \eta \sigma_{m20}$ , где  $\sigma_{m20}$  – предел текучести материала фланца при нормальной температуре;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий свойства среды (для взрывоопасных и токсичных сред  $\eta = 0,85 \dots 0,90$ ).

Допускаемое напряжение для сечения  $s_0$  определяют, учитывая возможность появления упругопластического состояния:  $[\sigma_0] = \epsilon_0 E_{20} \eta$ ; где  $\epsilon_0$  – предельное значение относительной пластической деформации в крайнем волокне ( $\epsilon_0 = 0,003$  при  $p_y < 4,0$  МПа и  $\epsilon_0 = 0,002$  при  $p_y > 4,0$  МПа);  $E_{20}$  – модуль упругости при нормальной температуре.

Жесткость фланцевого соединения проверяют по углу поворота фланца под нагрузкой

$$\varphi = \frac{\sigma_k}{E_{20}} \frac{D_6}{h} \leq [\varphi], \quad (24.26)$$

где  $[\varphi]$  – допускаемый угол поворота. Для плоских фланцев и фланцев приварных встык  $[\varphi] = 0,009$  рад при диаметре до 2000 мм и  $[\varphi] = 0,013$  рад при диаметре более 2000 мм.

## 24.2. Фитинги

*Фитингами* называют детали, служащие для соединения труб. Соединения труб могут быть разъемными (резьбовые и фланцевые) и неразъемными, на сварке [56].

Для присоединения к аппаратам манометров, пробных кранов, регуляторов уровня, трубок для термометров, а также установки пробок служат муфты (рис. 24.19). Муфты различают по условному диаметру, который соответствует размеру трубной резьбы; для муфт стандартной конструкции он находится в пределах от 1/2 до 2".

При работе с коррозионно-активными средами вместо муфт применяют фланцевые штуцера малого диаметра, иногда с заглушками, в которые вварены резьбовые муфты. В этом случае удобнее заменять муфты.



На рис. 24.20 показано ниппельное или муфтовое соединение, применяемое для труб условным диаметром 6...20 мм до давления  $p_y = 6,4$  МПа. В этом соединении уплотнение создается благодаря деформации чисто обработанных сферической поверхности ниппеля 1 и конической поверхности муфты 2. Резьбовые соединения с таким уплотнением применяют при высоких температурах до давления 100 МПа.

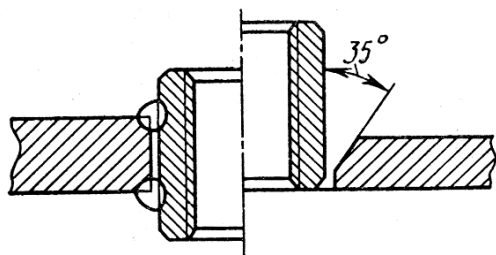


Рис. 24.19. Узел приварки муфты

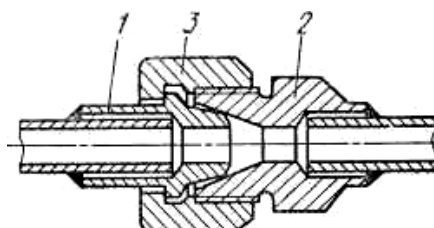


Рис. 24.20. Ниппельное соединение:  
1 – ниппель; 2 – муфта; 3 – накидная гайка

К разъемным соединениям относят также фитинги на фланцах, которые выполняют сварными и литыми. Литые фитинги (рис. 24.21) изготавливают на условное давление от 1,6 до 16 МПа.

В зависимости от температуры фитинги, как и арматуру, отливают из сталей 25Л, 20Х5МЛ, а также из сталей хромистых безмолибденовых и 10Х18Н9ТЛ. Фитинги из углеродистой стали применяют до температуры 450°C. При более высоких температурах и агрессивных средах используют фитинги из легированных сталей.

Для трубопроводов высокого давления применяют разъемные фитинги с фланцами на резьбе.

Для неразъемных соединений используют фитинги под сварку крутоизогнутые (рис. 24.22). Их изготавливают на специальном оборудовании методами штамповки или протяжки. Эти фитинги выполняют с небольшим радиусом изгиба  $R$ , равным  $D_y$ ,  $1,5D_y$  и  $2D_y$  вместо  $(3...5)D_y$  при обычном гнутье труб. При использовании крутоизогнутых фитингов ускоряется монтаж и обеспечивается компактность соединений.

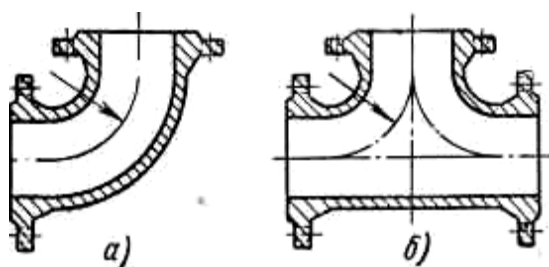


Рис. 24.21. Фитинги литые:  
а – угольник; б – тройник

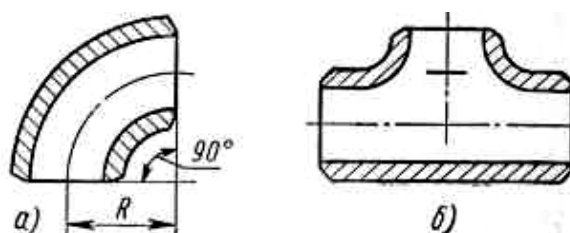


Рис. 24.22. Фитинги крутоизогнутые:  
а – угольник; б – тройник

## Тема 25. СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

**Соединения мягкими рукавами.** Соединения мягкими рукавами (рис. 25.1) применяют при небольших и умеренных давлениях для трубопроводов диаметром 10...60 мм. На концы трубопроводов надевают отрезок рукава из эластичного материала (резины, дюрита, пластика), который затягивают провололочной вязкой или хомутиками. Упругость рукава допускает некоторую несоосность и перекос трубопроводов. Способность нести осевые нагрузки такого соединения незначительна. Если соединение нагружено осевыми силами (например, угловое соединение трубопроводов), то необходима жесткая фиксация трубопроводов.

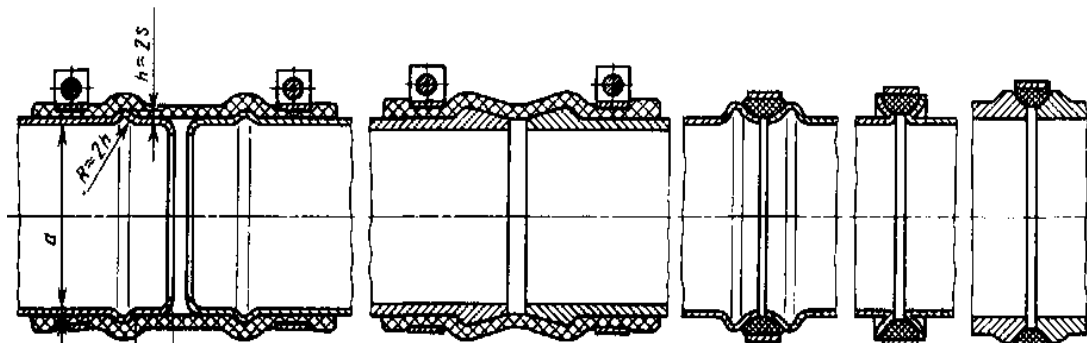


Рис. 25.1. Соединение трубопроводов мягкими рукавами

Для облегчения надевания рукава концы трубопроводов снабжают заходными конусами; с целью улучшения уплотнения и более надежной фиксации рукава на трубопроводах делают кольцевые выступы (зиги) или гребешки.

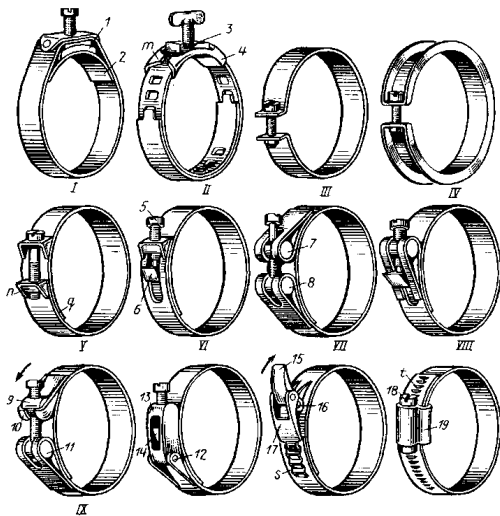


Рис. 25.2. Стяжные хомутики

Надежность рукавных соединений и удобство монтажа и демонтажа во многом зависят от конструкции стягивающих хомутиков (рис. 25.2).

**Фланцевые соединения** (рис. 25.3) используют преимущественно для трубопроводов большого диаметра. В коммуникациях из трубок малого диаметра их применение ограничено вследствие неудобства монтажа (большое число крепежных точек, необходимость установки болтов с гайками). Трубопроводы малого диаметра соединяют обыч-

но с помощью фланцев ромбической формы. Фланцы уплотняют прокладками листовыми или кольцевыми.

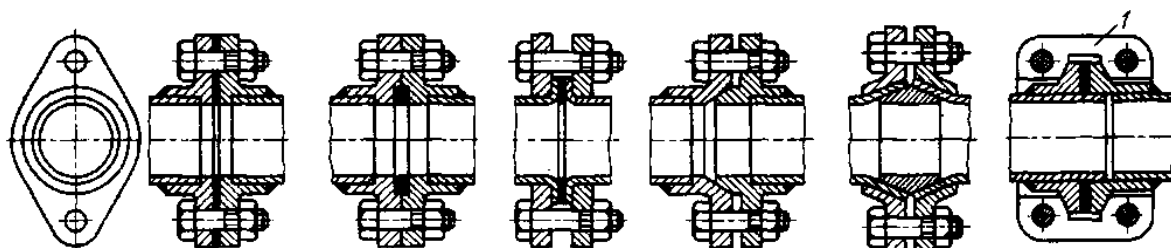


Рис. 25.3. Фланцевые соединения трубопроводов

**Ниппельное соединение.** Трубопроводы небольшого диаметра (5...20 мм) с т

олщиной стенок 0,2...0,5 мм чаще всего соединяют с помощью ниппелей. Ниппельные соединения выдерживают давление до 3...5 МПа; они имеют небольшие габариты и удобны в монтаже (рис. 25.4).

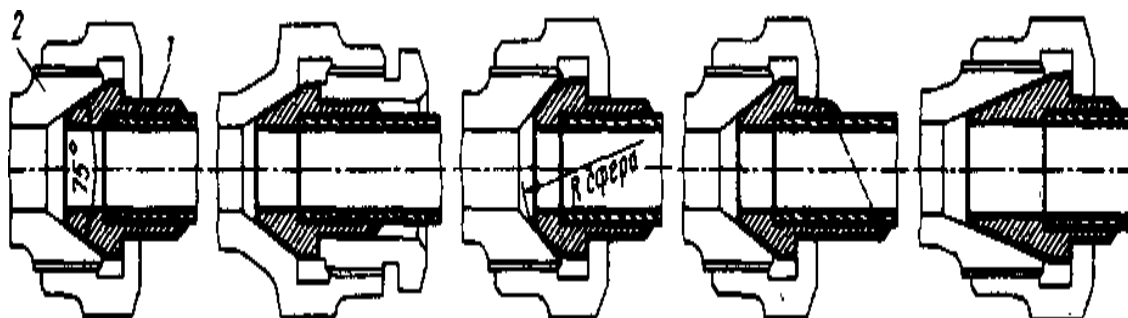


Рис. 25.4. Ниппели с наружным конусом

**Сальниковые соединения** (рис. 25.5) не требуют предварительной разделки концов трубопроводов и могут применяться для трубопроводов из любого материала. Сальник выполняют из эластомеров, устанавливают в замкнутом пространстве между штуцером и трубопроводом и затягивают накидной гайкой через грундбусу. Для облегчения монтажа сальники заключают в оболочку из пластичного металла (свинца, красной меди).

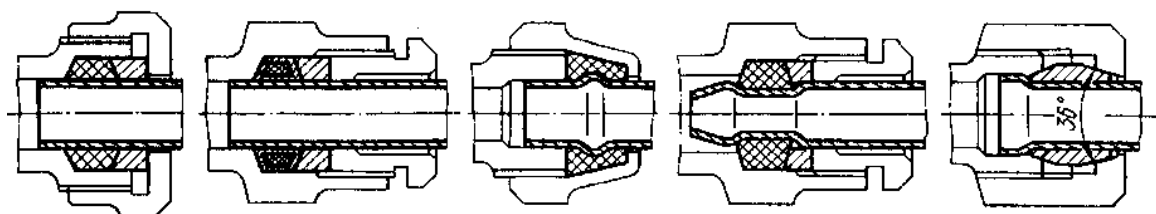


Рис. 25.5. Сальниковые соединения трубопроводов

Для осевой фиксации на трубках делают зиги или закладывают сальник в шейку, обжатую на трубке. Почти аналогично описанным схемам выполняют соединение при помощи биконической втулки с малым углом конуса (~ 36°). Втулку надевают на трубопровод, конец которого развальцовывают. При затяжке накладной гайки втулка обжимает стенки трубки, уплотняя и фиксируя трубопровод в осевом направлении.

**Поворотные соединения.** Угловые соединения с поворотными ниппелями (рис. 25.6) допускают установку трубопроводов под любым углом к штуцеру в плоскости, перпендикулярной к его оси.

Ниппель 1, имеющий вид полой сферы со срезанными плоскостями, притягивают к корпусу полым болтом 2 с радиальными отверстиями, сообщающими полость ниппеля с каналом в корпусе. Стыки уплотняют прокладками. В корпусах из легких сплавов ниппель устанавливают на полой шпильке 3 и притягивают к корпусу колпачковой гайкой 4. Для облегчения обработки внутреннюю полость ниппеля делают открытой и уплотняют по ступеньке на шпильке. С помощью поворотных ниппелей можно выполнять многоточечные (практически не более чем четырехточечные) соединения, а также соединения трубопроводов напрямую.

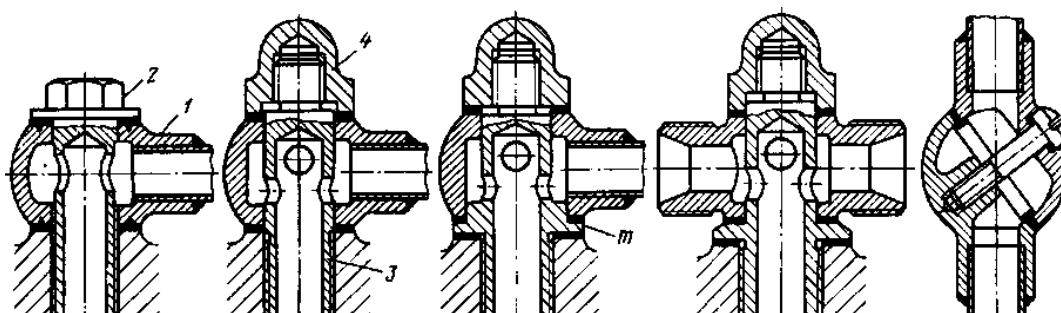


Рис. 25.6. Соединения трубопроводов поворотными ниппелями

**Гибкие шланги.** Для прокладки коммуникаций сложной формы и большой длины широко используют гибкие шланги. Их можно располагать в самых труднодоступных участках снаружи и внутри машины и изгибать в соответствии с конфигурацией стенок. Шланги крепят к стенкам с помощью скоб, хомутиков и т. д., которые должны быть расположены достаточно часто, чтобы исключить вибрацию шланга при работе.

Простейшим видом гибких шлангов являются упругие гладкие шланги (рис. 25.7) из эластичных пластиков (поливинилхлоридов, полиамидов, полиолефинов). Толстостенные шланги (толщина стенок 5...8 мм) с диаметром проходного сечения 8...12 мм выдерживают давление

0,6...1,0 МПа и глубокий вакуум. При повышенном давлении применяют шланги, усиленные несколькими слоями кордовой ткани, металлической оплеткой или металлическим плетеным рукавом, опрессованным пластиком.

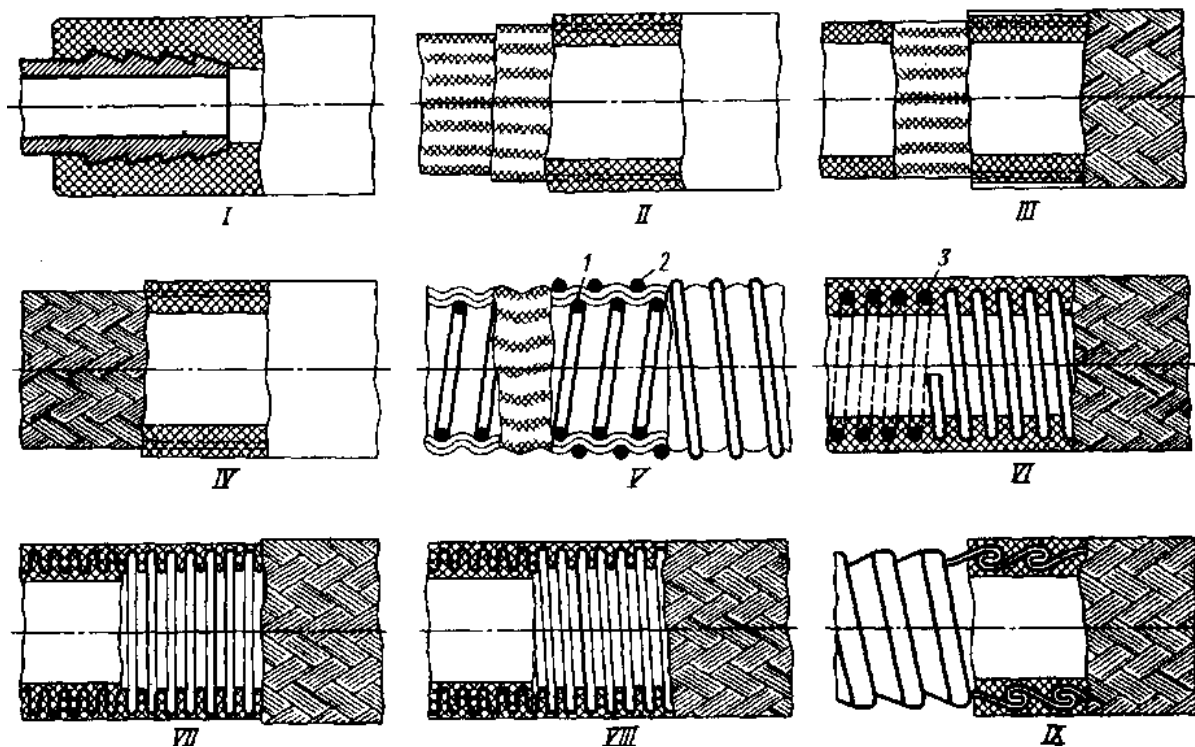


Рис. 25.7. Гибкие шланги

Гладкие шланги надевают на штуцеры с уплотняющими кольцевыми зигами или гребешками (рис. 25.8). При вакууме и небольших давлениях для уплотнения достаточна собственная упругость шланга. При повышенном давлении шланги дополнительно стягивают на штуцерах проволокой или хомутиками.

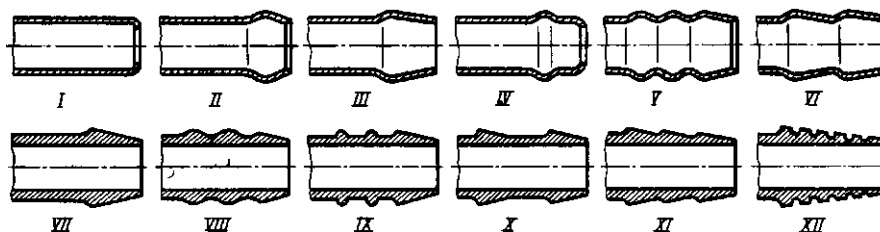


Рис. 25.8. Штуцеры для гладких шлангов

**Самозапирающиеся соединения.** В системах, заполненных жидкостью, необходимо предупредить вытекание жидкости при разъединении, а

также проникновение воздуха в трубопроводы, не прибегая к установке запорных вентилях.

На рисунке 25.9, *а* показана быстродействующая муфта с самозапиранием одного из трубопроводов. В полости корпуса 1 установлен подпружиненный клапан 2. В собранном виде клапан отжат упором торца штуцера 3 в направляющий хвостовик *т* клапана. При разьеме соединения клапан под действием пружины садится на седло 4, запирая левый трубопровод.

В конструкции, приведенной на рис. 25.9, *б* применен цилиндрический клапан 5 с отверстиями *п* для пропусла жидкости.

В быстродействующей муфте с самозапиранием обоих трубопроводов (рис. 25.9, *в*) клапаны 6 и 7 в собранном виде открываются в результате упора своих хвостовиков *с*, *т* друг в друга. Пружины клапанов оперты на дисках 8, 9 с отверстиями для пропусла жидкости. При разьеме муфты клапаны садятся на седла, отсекая вытекание жидкости [44].

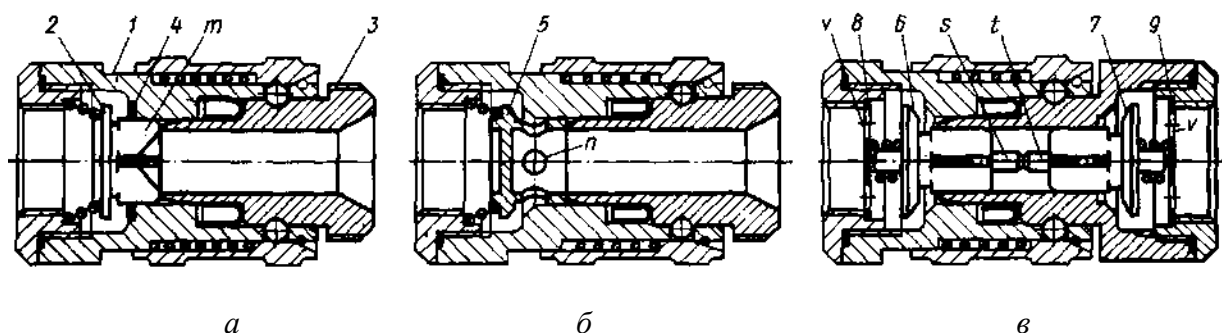


Рис. 25.9. Самозапирающиеся соединения трубопроводов

## СЛОВАРЬ ТЕРМИНОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЙ

<i>Агрегат</i>	– укрупненный унифицированный элемент машины, обладающий полной взаимозаменяемостью и выполняющий определенные функции в технологическом процессе.
<i>Агрегатирование</i>	– метод создания машин, оборудования и других изделий из унифицированных, многократно используемых стандартных агрегатов (автономных узлов).
<i>Анкерный (фундаментный) болт</i>	– болт с прямоугольной головкой, вставляемый в отверстие анкерной плиты и поворачиваемый на 90° вокруг вертикальной оси.
<i>Антифрикционные материалы</i>	– материалы, для деталей, работающих в условиях трения.
<i>Аппараты нефтеперерабатывающих заводов</i>	– технические устройства, в которых осуществляются технологические процессы, позволяющие получать из нефти целевые продукты.
<i>Амортизатор</i>	– устройство для смягчения ударов в конструкциях машин в целях защиты от сотрясений и больших нагрузок.
<i>Армирование</i>	– усиление материала или конструкции другим материалом.
<i>Баббит</i>	– антифрикционный сплав на основе олова или свинца с добавками сурьмы, меди и других элементов.
<i>Балансировка</i>	– уравнивание механизмов.
<i>Бандаж</i>	– металлическое кольцо или пояс, насаживаемый на деталь машины для увеличения ее прочности или уменьшения износа.
<i>Безотказность</i>	– свойство изделия сохранять работоспособность в течение некоторого времени или наработки без вынужденных перерывов в заданных условиях эксплуатации.
<i>Болт</i>	– крепежная деталь в виде цилиндрического стержня с головкой на одном конце и резьбой на другом.
<i>Бронза</i>	– сплав на основе меди, в котором главными добавками являются олово, алюминий, бериллий, кремний, свинец, хром или другие элементы, за исключением цинка и никеля.
<i>Буртик</i>	– конструктивный элемент, применяемый для упора деталей в неподвижных соединениях и для ограничения осевого перемещения деталей в подвижных соединениях.
<i>Вал</i>	– вращающаяся деталь машины, предназначенная для поддержания насаженных на него деталей, передачи вращающих моментов и восприятия растягивающих или сжимающих сил.
<i>Вал-шестерня</i>	– зубчатое колесо (шестерня) с диаметром впадин, близким к потребному диаметру вала, изготавливаемое преимущественно за одно целое с валом.

<b><i>Валопровод</i></b>	– совокупность устройств, включающих валы, подшипники, муфты, тормозные и другие устройства, предназначенных для передачи крутящего момента.
<b><i>Вариатор</i></b>	– устройство, которое обеспечивает плавное изменение частоты вращения ведомого звена при постоянной частоте вращения ведущего вала.
<b><i>Вентиль</i></b>	– запорное приспособление для включения или выключения участка трубопровода, а также для регулирования подачи жидкости, газа или пара.
<b><i>Взаимозаменяемость</i></b>	– свойство одних и тех же деталей, узлов и агрегатов машин и аппаратов, позволяющее устанавливать детали в процессе сборки или заменять их без предварительной подгонки при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла, агрегата и конструкции в целом.
<b><i>Вибрационная устойчивость</i></b>	– способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.
<b><i>Винт</i></b>	– деталь цилиндрической или конической формы с винтовой поверхностью.
<b><i>Виток резьбы</i></b>	– часть ее выступа, которая охватывает резьбовую деталь в пределах до 360°.
<b><i>Волнистость</i></b>	– вид отклонений геометрических параметров детали
<b><i>Втулка</i></b>	– цилиндрическая или коническая деталь с осевым отверстием, в которое входит сопрягаемая деталь.
<b><i>Габариты</i></b>	– предельные внешние очертания деталей.
<b><i>Галтель</i></b>	– поверхность плавного перехода от одной ступени вала или оси к другой.
<b><i>Гайка</i></b>	– деталь резьбового соединения или винтовой передачи, имеющая отверстие с резьбой.
<b><i>Гаечный ключ</i></b>	– ручной инструмент для завинчивания и отвинчивания гаек и винтов.
<b><i>Герметики</i></b>	– полимерные композиции, обеспечивающие непроницаемость болтовых или заклепочных соединений, стыков и т. д.
<b><i>Гибкий вал</i></b>	– вал, обладающий большой жесткостью на кручение и малой на изгиб; служит для передачи крутящего момента между деталями, положение которых во время работы изменяется.
<b><i>Гипоидная передача</i></b>	– винтовая зубчатая передача, осуществляемая коническими колесами со скрещивающимися осями, причем ось малого колеса смещена относительно оси большого колеса.
<b><i>Глухая муфта</i></b>	– муфта приводов, служащая для жесткого соединения соосных валов.
<b><i>Двигатель</i></b>	– машина, преобразующая какой-либо вид энергии в механическую работу.



<i>Демпфирование колебаний</i>	– принудительное гашение вредных колебаний системы либо уменьшение их амплитуды до допускаемых пределов.
<i>Деталь</i>	– элемент конструкции, изготовленный из материала одной марки без применения сборочных операций (вал, зубчатое колесо и т. д.).
<i>Деталь общего назначения</i>	– деталь, которая, входя в состав самых различных машин и аппаратов, выполняет одну и ту же функцию.
<i>Допуск</i>	– разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами.
<i>Жаропрочность</i>	– способность материалов при высоких температурах выдерживать без разрушения механические нагрузки.
<i>Жесткость</i>	– способность деталей сопротивляться изменению формы и размеров под действием сил.
<i>Заглушка</i>	– деталь, герметически закрывающая внутренние полости конструкции.
<i>Задвижка</i>	– запорное устройство для отключения паровой, водяной и т.п. магистрали.
<i>Зазор</i>	– разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.
<i>Заклепка</i>	– крепежная деталь из пластичного материала цилиндрической формы, имеющая одну заранее изготовленную головку, при этом вторая замыкающая головка образуется в процессе клепки.
<i>Заплевички</i>	– выступы на детали для упора.
<i>Зубчатое колесо</i>	– звено зубчатого механизма, имеющее замкнутую систему зубьев и обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого звена.
<i>Зубчатая передача</i>	– механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.
<i>Зубчатая рейка</i>	– зубчатое колесо, радиус которого равен бесконечности.
<i>Измерение</i>	– совокупность операций, выполняемых с помощью технического средства, хранящего единицу величины и позволяющего сопоставить с нею измеряемую величину.
<i>Износостойкость</i>	– способность материала рабочих поверхностей деталей сопротивляться изнашиванию.
<i>Квалитет</i>	– характеристика точности изготовления детали, определяющая значения допусков на изготовление.
<i>Классификация</i>	– научно-методический прием, позволяющий расположить предметы, явления или понятия по классам, подклассам и разрядам в зависимости от их общих признаков, т. е. создать системы соподчиненных объектов.
<i>Коленчатый вал</i>	– вращающееся звено кривошипного механизма, состоящее из нескольких соосных коренных шеек, опирающихся на подшипники, и одного или нескольких колен, каждое из которых составлено из двух щек и одной шейки, соединенной с шатуном.

<i>Корпус</i>	– деталь машины, служащая ее основанием и несущая все основные механизмы.
<i>Коррозионная стойкость</i>	– свойство материалов противостоять коррозии.
<i>Кран</i>	– запорное устройство, в котором подвижная деталь затвора имеет форму тела вращения с отверстием для пропускания потока и при его перекрытии вращается вокруг своей оси, перпендикулярной к направлению потока.
<i>Крепежные детали</i>	– детали для жесткого крепления элементов машин и конструкций.
<i>Лабиринтное уплотнение</i>	– бесконтактное уплотнение между двумя или несколькими деталями, движущимися одна относительно другой.
<i>Латунь</i>	– сплав меди с цинком, часто с добавками алюминия, железа, марганца, никеля, свинца и других элементов.
<i>Лубрикатор</i>	– автоматически действующий прибор, предназначенный для подачи смазки под давлением на трущиеся поверхности.
<i>Манжета</i>	– уплотнительная деталь машины, препятствующая протеканию жидкости из полости высокого давления в полость низкого давления, когда между ними перемещается деталь, обычно цилиндрической формы; изготавливается из мягкого упругого материала в виде кольца с воротником, охватывающим вал.
<i>Масленка</i>	– устройство для подачи смазочных материалов на трущиеся поверхности машин и механизмов.
<i>Машина</i>	– устройство, выполняющее механические движения, для преобразования энергии, материалов, движения или для накопления и передачи информации с целью повышения производительности, замены и облегчения физического и умственного труда человека.
<i>Машины-двигатели</i>	– энергетические машины, предназначенные для преобразования энергии любого вида в энергию движения исполнительных органов рабочих машин.
<i>Машины рабочие</i>	– устройства, предназначены для облегчения и замены физического труда человека по изменению формы, размеров, свойств, состояния и положения обрабатываемых материалов, для перемещения различных грузов, а также для облегчения выполнения расчетных операций, операций контроля и управления производственными процессами.
<i>Метрология</i>	– наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и требуемой точности.
<i>Модуль зубьев</i>	– отношение шага зубчатого колеса к числу $\pi$ .
<i>Мотор-редуктор</i>	– агрегат, в котором двигатель соединен с редуктором с помощью фланца или встроен в него.

<b><i>Муфта</i></b>	– устройство для соединения валов, труб и т. п.
<b><i>Надежность</i></b>	– свойство машины или аппарата выполнять в целом заданные функции с сохранением эксплуатационных показателей в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки.
<b><i>Направляющие</i></b>	– совокупность поверхностей скольжения (качения) двух сопрягаемых корпусных деталей, обеспечивающая возможность их относительного прямолинейного или вращательного движения.
<b><i>Натяг</i></b>	– разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.
<b><i>Натяжной ролик</i></b>	– свободно вращающееся дополнительное колесо в системах с гибкой связью.
<b><i>Ниппель</i></b>	– короткая металлическая соединительная трубка, обычно с резьбой, применяемая для плотного соединения трубопровода к штуцеру накидной гайкой.
<b><i>Обечайка</i></b>	– цилиндрический или конический барабан из листового материала, открытый с торцов (без днища).
<b><i>Ось</i></b>	– деталь, обычно удлиненной цилиндрической формы, служащая для поддержания вращающихся вместе с ней или вокруг нее различных деталей или механизмов машин и не передающая крутящего момента.
<b><i>Отказ</i></b>	– основное понятие надежности – событие, заключающееся в нарушении работоспособности изделия.
<b><i>Пайка</i></b>	– процесс получения неразъемного соединения материалов, находящихся в твердом состоянии, расплавленным припоем.
<b><i>Параметрический ряд</i></b>	– упорядоченная совокупность числовых значений параметра.
<b><i>Патрубок</i></b>	– короткая труба для отвода газа, пара или жидкости из основного трубопровода или из резервуара.
<b><i>Передаточное число</i></b>	– отношение числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего в зубчатой передаче, числа зубьев колеса к числу заходов червяка в червячной передаче, числа зубьев большой звездочки к числу зубьев малой в цепной передаче, а также диаметра большого шкива или катка к диаметру меньшего в ременной или фрикционной передачах.
<b><i>Передача</i></b>	– механизм, служащий для передачи движения, как правило, вращательного, с преобразованием скорости и соответственным изменением вращающего момента.
<b><i>Передача винт-гайка</i></b>	– механическая передача, состоящая из винта и гайки и предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.
<b><i>Питтинг</i></b>	– явление выкрашивания частиц с поверхности металлических деталей при циклических контактных нагрузках.

<b><i>Планетарная передача</i></b>	– зубчато-рычажная передача, в которой часть зубчатых колес (сателлитов) перемещается со своими осями относительно центрального колеса вместе с водилом.
<b><i>Пластичные смазки</i></b>	– высоковязкие мази, получаемые путем загущения нефтяных или синтетических масел мылами, твердыми углеводородами, органическими пигментами и другими продуктами.
<b><i>Повреждение</i></b>	– одно из понятий надежности – событие, заключающееся в нарушении исправности изделия.
<b><i>Подпятник</i></b>	– упорный подшипник, воспринимающий осевые нагрузки.
<b><i>Подшипник</i></b>	– опора вала или вращающейся оси, воспринимающая от них радиальные, осевые и радиально-осевые нагрузки и обеспечивающая их свободное вращение.
<b><i>Посадка с зазором</i></b>	– посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении и поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала.
<b><i>Посадка с натягом</i></b>	– посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении и поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала.
<b><i>Посадка переходная</i></b>	– посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга, и поля допусков вала и отверстия перекрываются полностью или частично.
<b><i>Прибор</i></b>	– устройство, предназначенное для измерений, производственного контроля, защиты оборудования, управления машинами и установками, регулирования технологических процессов, вычислений, учета и счета.
<b><i>Привод</i></b>	– устройство для приведения в действие машин и механизмов и состоящее из источника энергии, механизма для передачи энергии и аппаратуры управления.
<b><i>Приводной ремень</i></b>	– бесконечный (замкнутый) ремень, применяемый в ременной передаче.
<b><i>Проектирование</i></b>	– разработка комплексной технической документации, содержащей технико-экономическое обоснование, расчеты, чертежи, пояснительные записки и другие материалы, необходимые для производства изделий.
<b><i>Прокладка</i></b>	– деталь для герметизации разъемных частей машин, механизмов, аппаратов, приборов, работающих под давлением.
<b><i>Пружина</i></b>	– деталь машины или механизма, служащая для накопления энергии при ее упругой деформации под влиянием нагрузки.
<b><i>Пята</i></b>	– цапфа на конце вала или оси, воспринимающая в основном осевую нагрузку.
<b><i>Размер</i></b>	– числовое значение линейной величины (длины, диаметра и т. д.) в выбранных единицах измерения.

<b><i>Разрушение</i></b>	– макроскопическое нарушение сплошности материала в результате тех или иных воздействий на него.
<b><i>Распределительный вал</i></b>	– вал с жестко насаженными на него или изготовленными заодно с ним кулачками, взаимодействующими при работе машины с толкателями.
<b><i>Ребра жесткости</i></b>	– элементы конструкции в виде тонких пластинок, предназначенных для увеличения жесткости отдельных участков конструкции путем повышения сопротивления выпучиванию.
<b><i>Регулирующий клапан</i></b>	– устройство для регулирования давления, уровня, расхода и других параметров.
<b><i>Редуктор</i></b>	– закрытая зубчатая, в том числе червячная, передача, предназначенная для уменьшения угловых скоростей и соответственно увеличения вращающих моментов.
<b><i>Редукционный клапан</i></b>	– устройство, автоматически перепускающее жидкость или газ из полости высокого давления в полость низкого давления и поддерживающее постоянным давление в одной из полостей.
<b><i>Резервуар</i></b>	– емкость для хранения жидкостей и газов.
<b><i>Резьбовое соединение</i></b>	– соединение деталей при помощи резьбы.
<b><i>Рычаг</i></b>	– устройство для уравнивания большой силы меньшей.
<b><i>Сальник</i></b>	– деталь машин, герметизирующая зазор между подвижной и неподвижной частями машины
<b><i>Сапун</i></b>	– клапан, с помощью которого поддерживается определенное давление в картерах путем удаления из них газов.
<b><i>Сварка</i></b>	– процесс получения неразъемного соединения деталей машин посредством установления межатомных связей между свариваемыми частями при их местном или общем нагреве, пластичном деформировании или при совместном действии того и другого.
<b><i>Сварной шов</i></b>	– участок сварного соединения, непосредственно связывающий свариваемые элементы.
<b><i>Сепаратор</i></b>	– металлическая или пластмассовая обойма с вырезами по размеру шариков или роликов, предназначенная для их разделения друг от друга в подшипниках.
<b><i>Сертификация</i></b>	– процедура, посредством которой третья сторона дает письменную гарантию, что изделие, продукция, процесс, услуга соответствуют заданным требованиям.
<b><i>Сильфон</i></b>	– тонкостенная трубка из нержавеющей стали, латуни, фосфористой или бериллиевой бронзы с поперечной гофрировкой поверхности.
<b><i>Систематизация</i></b>	– научно-методический прием, позволяющий расположить предметы, явления или понятия в определенном порядке и последовательности, образующей четкую систему, удобную для использования.

<b><i>Смазочная система</i></b>	– совокупность устройств для подачи смазочного материала к поверхностям сопряжений деталей.
<b><i>Соединение деталей</i></b>	– сборка деталей для образования из них механизмов, агрегатов, приборов, аппаратов и т. п.
<b><i>Сортамент</i></b>	– данные о форме, размерах и материале различных видов однородных изделий.
<b><i>Срок службы</i></b>	– период времени от начала эксплуатации изделия до момента возникновения предельного состояния, оговоренного в нормативно-технической документации, или до выбраковки.
<b><i>Сталь</i></b>	– деформируемый сплав железа с углеродом (до 20 %) и другими элементами.
<b><i>Стандартизация</i></b>	– деятельность, заключающаяся в нахождении решений для повторяющихся задач в сфере науки и техники, направленная на достижение оптимальной степени упорядочения.
<b><i>Станина</i></b>	– основная корпусная часть машины, служащая для пространственного координирования, расположения и кинематической связи механизмов и частей машины и для восприятия усилий, действующих между этими механизмами и частями при работе машины.
<b><i>Стопор</i></b>	– деталь, часть детали (выступ или выемка) или устройство, останавливающее и удерживающее части механизма в определенном положении.
<b><i>Ступица</i></b>	– центральная, обычно утолщенная часть колеса с отверстием для посадки его на ось или вал.
<b><i>Стык</i></b>	– место соединения двух продолжающих одна другую деталей машин или конструкций.
<b><i>Съемник</i></b>	– приспособление, ускоряющее и облегчающее разборку и сборку узлов и агрегатов, снятие и установку отдельных деталей.
<b><i>Теплостойкость</i></b>	– способность изделий сохранять работоспособность при изменении температуры.
<b><i>Технологичность</i></b>	– соответствие изделия требованиям производства и эксплуатации.
<b><i>Торсион</i></b>	– гибкий вал, служащий для передачи вращающих моментов, представляющий собой пружину или тонкий стержень, работающий на кручение.
<b><i>Точность</i></b>	– степень приближения действительных параметров, измеренных с допустимой погрешностью, к идеальным, заданным по чертежу.
<b><i>Трубопровод</i></b>	– сооружение из труб, плотно соединенных между собой, для транспортирования газообразных, жидких и твердых продуктов.

<b><i>Трубы</i></b>	– полые изделия, преимущественно кольцевого сечения и относительно большой длины.
<b><i>Узел</i></b>	– совокупность совместно работающих деталей, представляющих собой конструктивно обособленные единицы, объединенные одним назначением.
<b><i>Унификация</i></b>	– научно-технический метод отбора и регламентации оптимальной и сокращенной номенклатуры объектов одинакового функционального назначения.
<b><i>Уплотнение</i></b>	– устройство, предотвращающее или уменьшающее утечку жидкостей, паров или газов через зазоры между деталями, а также защищающее детали от проникновения пыли и грязи.
<b><i>Упрочнение</i></b>	– повышение прочности изделий.
<b><i>Упругость</i></b>	– свойство тела восстанавливать свою форму и объем после прекращения действия внешних сил или других причин, вызвавших деформацию.
<b><i>Усталость материалов</i></b>	– изменение состояние материала в результате многократного циклического нагружения, приводящее к его прогрессирующему разрушению.
<b><i>Фаска</i></b>	– конструктивный элемент, выполняемый на торцах валов и осей, предназначенный для облегчения постановки на них деталей и в целях безопасности сборки.
<b><i>Фильтр</i></b>	– устройство для разделения, сгущения или осветления неоднородной системы, содержащей твердую и жидкую фазы, путем пропускания через пористую перегородку.
<b><i>Фитинг</i></b>	– соединительная часть трубопровода, помещаемая в местах поворотов, переходов и разветвлений, а также для соединения основных прямолинейных звеньев труб.
<b><i>Фланец</i></b>	– соединительная часть труб, арматуры, резервуаров, валов и т. д., представляющая собой обычно плоское кольцо или диск с равномерно расположенными отверстиями для прохода болтов или шпилек.
<b><i>Фрактография</i></b>	– изучение поверхности излома после механического разрушения на образцах или деталях, обычно под световым или электронным микроскопом.
<b><i>Фреттинг-коррозия</i></b>	– коррозия, наблюдаемая в местах контакта плотно сжатых или катящихся одна по другой деталей, если в результате вибраций между их поверхностями возникают микроскопические смещения сдвига.
<b><i>Фрикционная передача</i></b>	– механическая передача, служащая для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью сил трения, возникающих между дисками, цилиндрами или конусами, насаженными на валы и прижимаемыми друг к другу.

<b><i>Хвостовик</i></b>	– наименование концов деталей машин для их закрепления или присоединения к ним других элементов или механизмов.
<b><i>Холостой ход</i></b>	– движение механизма или машины, при котором не совершается полезная работа.
<b><i>Хрупкость</i></b>	– способность твердых тел разрушаться при механических воздействиях без заметной пластической деформации.
<b><i>Цапфа</i></b>	– часть оси или вала, опирающаяся на подшипник.
<b><i>Цевочный механизм</i></b>	– зубчатый механизм для передачи вращения между параллельными валами, в котором одно из колес имеет зубья в виде круглых цилиндров – цевок.
<b><i>Цепная передача</i></b>	– механизм для передачи вращения между параллельными валами при помощи двух жестко закрепленных на них зубчатых колес – звездочек, через которые перекинута бесконечная цепь.
<b><i>Цепь</i></b>	– гибкое изделие, состоящее из отдельных шарнирно-соединенных жестких звеньев.
<b><i>Циклоидное зацепление</i></b>	– зубчатое зацепление, в котором профили зубьев очерчены по циклоидным кривым – эпициклоидам и гипоциклоидам.
<b><i>Частота вращения</i></b>	– величина, равная отношению числа оборотов, совершенных телом, ко времени вращения.
<b><i>Червяк</i></b>	– ведущее звено червячной передачи или глобоидной передачи, представляющее собой винт, сцепляющийся с червячным колесом.
<b><i>Червячная передача</i></b>	– механизм для передачи вращения между скрещающимися валами посредством винта (червяка) и сопряженного с ним червячного колеса.
<b><i>Чугун</i></b>	– сплав железа с углеродом (более 2%, обычно 3-4,5%), некоторым количеством марганца (до 1,5%), кремния (до 4,5%), серы (не более 0,08%), фосфора (до 1,8%), а иногда и других элементов.
<b><i>Шаг зубьев</i></b>	– расстояние между двумя соответствующими точками соседних зубьев, измеренное по дуге окружности.
<b><i>Шайба</i></b>	– подкладка под гайку или головку болта в виде плоского кольца, защищающая поверхность детали при затягивании гайки и увеличивающая опорную поверхность.
<b><i>Шарнир</i></b>	– подвижное соединение деталей, образующее кинематическую вращательную пару.
<b><i>Шейка</i></b>	– цапфа, расположенная в середине вала.
<b><i>Шероховатость поверхности</i></b>	– совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, образующих рельеф поверхности.



<b><i>Шестерня</i></b>	– зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубьев, а при равенстве их – ведущее зубчатое колесо.
<b><i>Шип</i></b>	– цапфа, расположенная на конце вала и воспринимающая в основном радиальную нагрузку.
<b><i>Шкив</i></b>	– деталь ременной передачи, представляющая собой колесо с широким ободом, охватываемым бесконечным ремнем.
<b><i>Шланг</i></b>	– гибкий рукав, состоящий обычно из нескольких слоев прорезиненной материи, покрытый изнутри и снаружи слоем резины.
<b><i>Шлицевое соединение</i></b>	– подвижное или неподвижное соединение двух деталей, имеющих пазы и выступы.
<b><i>Шпилька</i></b>	– крепежная деталь, стержень с резьбой на обоих концах, один из которых ввертывается в основную деталь, а другой пропускается через отверстие в закрепляемой детали и на него навинчивается гайка.
<b><i>Шплинт</i></b>	– проволочный стержень, согнутый пополам, применяемый для соединения слабонагруженных частей машин, а также для предотвращения самоотвинчивания гаек.
<b><i>Шпонка</i></b>	– деталь шпоночного соединения, закладываемая одновременно в паз в ступице шкива, зубчатого колеса и т. п. и в тело вала.
<b><i>Шпоночное соединение</i></b>	– соединение вала и надетой на него детали с помощью шпонки.
<b><i>Штангенинструмент</i></b>	– инструмент для измерения или разметки линейных размеров.
<b><i>Штифт</i></b>	– цилиндрический или конический стержень для неподвижного соединения двух деталей машины или для закрепления деталей при сборке.
<b><i>Шток</i></b>	– деталь машины, обычно в виде цилиндрического стержня, служащая для соединения поршня с ползуном.
<b><i>Штуцер</i></b>	– соединительный патрубок, обычно с резьбой на концах.
<b><i>Штырь</i></b>	– гладкий цилиндрический стержень с коническим концом, служащий для центровки и направления спариваемых, обычно по плоскости, разъемных частей конструкции.
<b><i>Шуруп</i></b>	– винт для крепления деревянных деталей.
<b><i>Щупы</i></b>	– мерные пластины для проверки зазоров между поверхностями.
<b><i>Эвольвента</i></b>	– развертка кривой.
<b><i>Эвольвентное зацепление</i></b>	– зубчатое зацепление, в котором профили зубьев колес очерчены по эвольвенте окружности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Волков, Б.Н. Унификация деталей машин / Б.Н. Волков, В.Я. Кремянский. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 229 с.
2. Саранча, Г.А. Стандартизация, взаимозаменяемость и технические измерения / Г.А. Саранча. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 444 с.
3. Никифоров, А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А.Д. Никифоров. – М.: Высш. шк., 2002. – 510 с.
4. Крылова, Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии / Г.Д. Крылова. – М.: Аудит, ЮНИТИ, 1998. – 479 с.
5. Ряховский, О.А. Детали машин / О.А. Ряховский, А.В. Клыпин. – М.: Дрофа, 2002. – 288 с.
6. Фролов, М.И. Техническая механика: Детали машин / М.И. Фролов. – М.: Высш. шк., 1990. – 352 с.
7. Гольдин, И.И. Основные сведения по технической механике / И.И. Гольдин. – М.: Высш. шк., 1980. – 80 с.
8. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
9. Шахнюк, Л.А. Детали машин: технология проектирования / Л.А. Шахнюк, В.П. Тихомиров. – Брянск: Изд-во БГИТА, 2001. – 344 с.
10. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. – Минск: Выш. шк., 2000. – 584 с.
11. Иосилевич, Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
12. Орлов, П.И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие. В 2 кн. Кн. 1 / П.И. Орлов; под ред. П.Н. Учаева. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
13. Лахтин, Ю.М. Материаловедение / Ю.М. Лахтин, В.П. Леонтьева. – М.: Машиностроение, 1980. – 493 с.
14. Худокормова, Р.Н. Материаловедение: лабораторный практикум / Р.Н. Худокормова, Ф.И. Пантелеенко. – Минск: Выш. шк., 1988. – 224 с.
15. Завистовский, В.Э. Физика отказов механических систем / В.Э. Завистовский, О.В. Холодилов, П.Н. Богданович. – Минск: Технопринт, 1999. – 212 с.
16. Проников, А.С. Параметрическая надежность машин / А.С. Проников. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
17. Надежность систем технологического оборудования: конспект лекций / сост. О.Н. Жаркова, В.Э. Завистовский. – Новополоцк: ПГУ, 2007. – 64 с.
18. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2008. – 462 с.
19. Андросов, А.А. Расчет и проектирование деталей машин / А.А. Андросов и др. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 285 с.
20. Ключев, В.И. Выбор электродвигателей для производственных механизмов / В.И. Ключев. – М.: Энергия, 1974. – 96 с.

21. Воробьев, И.И. Ременные передачи / И.И. Воробьев. – М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.
22. Скойбеда, А.Т. Ременные передачи / А.Т. Скойбеда, А.Н. Никончук. – Минск: Наука и техника, 1995. – 383 с.
23. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 336 с.
24. Пришедько, Н.А. Конструирование и расчет деталей машин: учеб. атлас / Н.А. Пришедько. – М.: Высш. шк., 1971. – 152 с.
25. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
26. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
27. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Минск: Технопринт, 2002. – 290 с.
28. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 2 / В.И. Анурьев; под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.
29. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справ. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
30. Вирабов, Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач / Р.В. Вирабов. – М.: Машиностроение, 1982. – 263 с.
31. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2005. – 408 с.
32. Зубчатые передачи: справ. / Е.Г. Гинзбург [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
33. Марков, А.Л. Измерение зубчатых колес / А.Л. Марков. – Л.: Машиностроение, 1977. – 280 с.
34. Сурин, В.М. Прикладная механика / В.М. Сурин. – Минск: Новое знание, 2005. – 388 с.
35. Точные пластмассовые детали и технологии их получения / В.Е. Старжинский [и др.]. – Минск: Наука і техника, 1992. – 307 с.
36. Берестнев, О.В. Зубчатые колеса пониженной виброактивности / О.В. Берестнев, В.Л. Басинюк, В.Б. Чемисов. – Новополоцк: ПГУ, 1997. – 122 с.
37. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. – М.: Высш. шк., 1972. – 504 с.
38. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – М.: Машиностроение, 1980. – 304 с.
39. Левитан, Ю.В. Червячные редукторы: справ. / Ю.В. Левитан, В.П. Обморнов, В.И. Васильев – Л.: Машиностроение, 1985. – 168 с.
40. Краузе, Г.Н. Редукторы: справ. пособие / Г.Н. Краузе, Н.Д. Кутилин, С.А. Сыцко. – Л.: Машиностроение, 1972. – 144 с.
41. Планетарные передачи: справ. / под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.

42. Скойбеда, А.Т. Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А.Т. Скойбеда, П.Н. Громыко. – Минск: БГПА, 2001. – 187 с.
43. Приводная техника. Каталог продукции. Мотор-редукторы и редукторы. – М.: НТЦ Приводная техника, 2005. – 226 с.
44. Орлов, П.И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие. В 2 кн. Кн. 2 / П.И. Орлов; под ред. П.Н. Учаева. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
45. Валы и оси. Конструирование и расчет / С.В. Серенсен [и др.]. – М.: Машиностроение, 1970. – 320 с.
46. Кузин, Н.А. Техническая механика. Выбор и расчет подшипников качения: учеб.-метод. пособие / Н.А. Кузин. – Минск: Технопринт, 2001. – 102 с.
47. Кошель, В.М. Подшипники качения / В.М. Кошель. – Минск: Навука і тэхніка, 1993. – 255 с.
48. Галахов, М.А. Расчет подшипниковых узлов / М.А. Галахов, А.Н. Бурмистров. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.
49. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Академия, 2004. – 496 с.
50. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – Минск: Выш. шк., 1986. – 400 с.
51. Поляков, В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
52. Маслов, В.И. Сварочные работы: учебн. для проф. образования / В.И. Маслов. – М.: ИРПО; Изд-во Центр “Академия”, 1999. – 240 с.
53. Справочник конструктора-приборостроителя. Детали и механизмы приборов / В.Л. Соломахо [и др.]. – Минск: Выш. шк., 1990. – 440 с.
54. Якушев, А.И. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А.И. Якушев, Р.Х. Мустаев, Р.Р. Мавлютов. – М.: Машиностроение, 1979. – 215 с.
55. Смазочные материалы: Антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний: справ. / Р.М. Матвеевский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.
56. Вихман, Г.Л. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов / Г.Л. Вихман, С.А. Круглов. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 294 с.
57. Довжук, Г.Т. Оборудование нефтеперерабатывающих заводов / Г.Т. Довжук, К.Я. Иванец, В.Ф. Анастасьин. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 344 с.
58. Политехнический словарь / редкол.: А.Ю. Ишлинский (гл. ред.) [и др.]. – М.: Сов. энциклопедия, 1989. – 656 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие .....	3
<b>ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И СТРУКТУРА</b>	
<b>МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА .....</b>	<b>4</b>
Тема 1. Общие вопросы проектирования деталей машин и аппаратов .....	4
1.1. Общая классификация деталей машин и аппаратов .....	5
1.2. Требования, предъявляемые к деталям машин и аппаратов .....	5
1.3. Критерии работоспособности .....	7
1.4. Стандартизация и унификация .....	9
1.5. Взаимозаменяемость и точность изготовления деталей .....	11
1.6. Метрология и технические измерения .....	16
1.7. Шероховатость поверхности .....	18
1.8. Краткие сведения о машиностроительных материалах .....	21
1.9. Понятие о надежности машин .....	25
1.10. Краткие сведения о сертификации .....	28
Тема 2. Механический привод: структура, кинематический и силовой расчеты .....	29
2.1. Основные характеристики асинхронных электродвигателей .....	34
2.2. Методика выбора электродвигателя для механического привода .....	36
2.3. Определение общего передаточного числа привода и обоснование выбора типа передач .....	38
2.4. Методика выбора оптимального значения передаточных чисел механических передач .....	39
2.5. Определение кинематических и силовых параметров привода .....	41
<b>МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ И РЕДУКТОРЫ .....</b>	<b>42</b>
Тема 3. Ременные передачи .....	42
3.1. Материалы и конструкции приводных ремней и шкивов .....	44
3.2. Основные геометрические зависимости в ременных передачах .....	48
3.3. Кинематика ременных передач .....	51
3.4. Силы и напряжения в ветвях ремня .....	52
3.5. Критерии работоспособности ременных передач .....	55
3.6. Расчет ременных передач .....	58
3.7. Натяжные устройства ременных передач .....	60
Тема 4. Фрикционные передачи и вариаторы .....	62
4.1. Факторы, определяющие качество работы фрикционных передач .....	64
4.2. Кинематические и прочностные расчеты .....	65
4.3. Материалы и виды повреждений катков .....	68
4.4. Фрикционные вариаторы .....	69
Тема 5. Передача винт-гайка .....	70
5.1. Передача винт-гайка скольжения .....	71
5.2. Передача винт-гайка качения .....	74
Тема 6. Зубчатые передачи .....	77
6.1. Общие сведения .....	77
6.2. Эвольвентное зацепление зубчатых колес .....	86
6.3. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес .....	92
6.4. Силы в зацеплении цилиндрических передач .....	95
6.5. Расчеты на прочность цилиндрических передач .....	97
6.6. Конические зубчатые передачи .....	103
Тема 7. Цепные передачи .....	108
7.1. Типы и характеристики цепей .....	109
7.2. Звездочки .....	111

7.3. Основные параметры передачи .....	114
7.4. Расчет цепной передачи .....	116
7.5. Условия эксплуатации приводных цепей .....	118
Тема 8. Червячные передачи .....	120
8.1. Червяки .....	121
8.2. Червячное колесо .....	122
8.3. Причины выхода из строя червячных передач .....	123
8.4. Основные геометрические параметры передач .....	124
8.5. Кинематика червячной передачи .....	128
8.6. Статика червячной передачи .....	129
8.7. Допускаемые напряжения .....	129
8.8. Расчеты на прочность .....	131
8.9. Тепловой расчет и охлаждение передач .....	133
Тема 9. Редукторы .....	138
9.1. Зубчатые цилиндрические редукторы .....	137
9.2. Зубчатые конические редукторы .....	139
9.3. Червячные редукторы .....	140
9.4. Мотор-редукторы .....	141
ВАЛОПРОВОДЫ .....	143
Тема 10. Валы и оси .....	143
10.1. Общие вопросы .....	143
10.2. Расчет валов и осей .....	148
Тема 11. Подшипники качения .....	159
11.1. Общие сведения .....	159
11.2. Характеристика основных типов подшипников .....	163
11.3. Специфика рабочего процесса подшипников качения .....	167
11.4. Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников качения ....	168
11.5. Расчет подшипников по статической грузоподъемности .....	169
11.6. Расчет подшипников по динамической грузоподъемности .....	170
11.7. Выбор типа подшипников для валов передач .....	174
11.8. Конструкции подшипниковых узлов .....	176
11.9. Монтаж и демонтаж подшипников .....	179
11.10. Смазывание подшипников .....	181
Тема 12. Подшипники скольжения .....	183
12.1. Общие сведения .....	183
12.2. Конструкции и материалы .....	186
12.3. Виды повреждений и разрушений. Критерии работоспособности .....	188
12.4. Расчет подшипников скольжения .....	189
12.5. Подшипники с газовой смазкой .....	192
Тема 13. Муфты .....	193
13.1. Общие сведения .....	193
13.2. Муфты, постоянно соединяющие валы .....	194
13.3. Муфты сцепные управляемые .....	203
13.4. Муфты сцепные самоуправляемые .....	204
СОЕДИНЕНИЯ .....	208
Тема 14. Сварные соединения .....	208
14.1. Общие сведения о соединениях .....	208
14.2. Разновидности, типы и конструктивные элементы сварных соединений .....	209
14.3. Расчет сварных соединений .....	214
14.4. Правила конструирования сварных соединений .....	220

Тема 15. Заклепочные и штифтовые соединения .....	221
15.1. Заклепочные соединения .....	221
15.2. Штифтовые соединения .....	225
Тема 16. Паяные и клеевые соединения .....	228
16.1. Паяные соединения .....	228
16.2. Клеевые соединения .....	230
Тема 17. Шпоночные, шлицевые и профильные соединения .....	232
17.1. Шпоночные соединения .....	232
17.2. Шлицевые соединения .....	237
17.3. Профильные соединения .....	243
Тема 18. Резьбовые соединения .....	244
18.1. Основные типы и параметры резьб .....	245
18.2. Конструктивные формы резьбовых соединений .....	246
18.3. Материалы, классы прочности, допускаемые напряжения и условное обозначение резьбовых деталей .....	250
18.4. Момент заворачивания, КПД и условие самоторможения .....	252
18.5. Стопорение резьбовых соединений .....	256
18.6. Распределение нагрузки между витками резьбы .....	257
18.7. Расчет на прочность при постоянной нагрузке .....	259
18.8. Расчет винтов при переменной нагрузке .....	264
18.9. Способы повышения несущей способности резьбовых соединений .....	266
Тема 19. Соединения с натягом .....	268
19.1. Цилиндрические соединения с натягом .....	268
19.2. Конические соединения с натягом .....	274
<b>ПРУЖИНЫ И НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ .....</b>	<b>277</b>
Тема 20. Упругие элементы .....	277
20.1. Пружины .....	277
20.2. Резиновые и неметаллические упругие элементы .....	286
<b>ДЕТАЛИ КОРПУСОВ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ СМАЗЫВАНИЯ .....</b>	<b>287</b>
Тема 21. Корпусные детали. Направляющие .....	287
21.1. Корпусные детали .....	287
21.2. Направляющие .....	291
Тема 22. Устройства для смазывания и уплотнения .....	294
22.1. Смазочные устройства .....	295
22.2. Уплотнения .....	299
<b>АРМАТУРА И СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ .....</b>	<b>306</b>
Тема 23. Типовая арматура нефтеперерабатывающих заводов .....	306
23.1. Задвижки стальные литые клиновые .....	307
23.2. Вентили .....	311
23.3. Краны .....	313
23.4. Обратные клапаны .....	314
23.5. Предохранительные клапаны и мембраны .....	315
23.6. Арматура для сыпучих материалов .....	317
23.7. Заслонка для газоходов трубчатых печей .....	319
Тема 24. Фланцы и фитинги .....	320
24.1. Фланцы .....	320
24.2. Фитинги .....	336
Тема 25. Соединения трубопроводов .....	338
Словарь терминов и определений .....	343
Литература .....	354

*Учебное издание*

**ЗАВИСТОВСКИЙ Владимир Эдуардович**

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

Учебно-методический комплекс  
для студентов специальности 1-48 01 03 «Химическая технология  
природных энергоносителей и углеродных материалов»

В двух частях

Часть 2

**Детали машин и аппаратов**

В трех книгах

Книга первая

Редактор *О.П. Михайлова*

Дизайн обложки *В.А. Виноградовой*

---

Подписано в печать 07.09.2010. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 20,88. Уч.-изд. л. 20,06. Тираж 80 экз. Заказ 1464.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:  
учреждение образования «Полоцкий государственный университет».

ЛИ № 02330/0548568 от 26.06.2009      ЛП № 02330/0494256 от 27.05.2009

Ул. Блохина, 29, 211440, г. Новополоцк.