

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГИИ И ДИЗАЙНА»**

Г. А. Новоселов М. Р. Рудая

**ДЕТАЛИ МАШИН  
И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА  
В ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Под редакцией Г. А. Новоселова

Издание 3-е, переработанное

Утверждено Редакционно-издательским отделом университета в качестве  
учебного пособия

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

2012

УДК 67/68:621.81 (075.8)

ББК 37.2+34.44я73

H76

Рецензенты:

руководитель направления дополнительного образования, заведующий кафедрой технологии и проектирования текстильных изделий, член Ученого совета, доктор технических наук, профессор Н. М. Ашнин;

директор института прикладного искусства, заведующий кафедрой технологии художественной обработки материалов и ювелирных изделий, член Ученого совета, доктор технических наук, профессор Л. Т. Жукова;

советник генерального директора ОАО «Советская звезда» по новым технологиям доктор технических наук, профессор А. М. Челышев

**Новоселов, Г. А.**

H76      Детали машин и подъемно-транспортные устройства в текстильной и легкой промышленности: учебное пособие для вузов / Г. А. Новоселов, М. Р. Рудая. – 3-е изд., перераб. – ФГБОУВПО «СПГУТД». – СПб., 2012 – 399 с.

**ISBN** 978-5-7937-0724-4

Предлагаемое учебное пособие знакомит с классификацией деталей машин общего назначения, основами расчета и конструирования деталей и сборочных единиц (узлов) машин, соединений, механических передач вращательного движения, осей, валов, подшипников, муфт. Подробно рассмотрены различные подъемно-транспортные устройства, области их применения и методы расчета и проектирования. В каждом разделе приведены контрольные вопросы для самоподготовки, а также примеры, помогающие освоить методику расчетов.

Предназначено для студентов, обучающихся по техническим специальностям.

УДК 67/68:621.81 (075.8)

ББК 37.2+34.44я73

**ISBN** 978-5-7937-0724-4

© ФГБОУВПО «СПГУТД», 2012

© Г. А. Новоселов, 2012

© М. Р. Рудая, 2012

## **ВВЕДЕНИЕ**

Учебное пособие написано в соответствии с программой курса «Детали машин и ПТУ» и разделом «Детали машин» дисциплин «Прикладная механика», «Механика» и «Техническая механика» для студентов, обучающихся по техническим специальностям как дневной, так и заочной форм обучения.

Пособие состоит из двух частей: «Машины и механизмы. Детали машин» и «Подъемно-транспортные машины». Каждая часть имеет в своем составе разделы, главы и параграфы.

Первая часть состоит:

I раздел «Основные понятия о машинах и механизмах. Основы проектирования деталей машин». В разделе подробно изложены: структура и кинематика механизмов, общие сведения и основы проектирования деталей машин.

II раздел «Соединения». Рассмотрены заклепочные, сварные, клеевые, резьбовые, шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения, основные типы соединений, расчеты на прочность.

III раздел «Передачи». Изложены общие сведения и параметры, характеризующие передачи. Подробно рассмотрены фрикционные, ременные, зубчатые, червячные и цепные передачи. Их достоинства и недостатки, область применения и расчеты.

IV раздел «Оси. Валы. Подшипники. Муфты». Изложены общие сведения, классификация осей и валов, основные критерии расчета осей и валов. Подробно рассмотрены подшипники скольжения, особенности конструкции подшипников скольжения, условные расчеты. Приведены общие сведения и классификация подшипников качения, выбор и расчет на долговечность подшипников качения. Муфты: общие сведения, классификация и выбор муфт.

Во второй части пособия представлены:

V раздел «Механизмы грузоподъемных машин», в котором рассмотрены механизмы подъема груза и механизмы передвижения тележки.

VI раздел «Транспортирующие машины», где излагаются общие сведения и основы проектирования транспортных машин; конвейеры с тяговым элементом – ленточные конвейеры; пластинчатые конвейеры; полочные элеваторы; люлечные двухцепные элеваторы; одноцепные элеваторы; подвесные конвейеры; щелевые (напольные) конвейеры; конвейеры без тягового элемента – подвесные винтовые конвейеры; лифты; внутрицеховой вспомогательный транспорт.

Для изучения курса требуется знание инженерной графики, которая развивает пространственное воображение и дает некоторый опыт выполнения машиностроительных чертежей; теоретической механики, определяющей законы движения деталей машин; сопротивления материалов

– дисциплины, рассматривающей расчеты деталей на прочность, жесткость и устойчивость; технологии конструкционных материалов, помогающей выбрать материал, форму, степень точности и шероховатости поверхности детали.

Названный курс не только завершает цикл общеинженерных дисциплин в высших и средних учебных заведениях, но и дает будущему технологу необходимую сумму знаний для активного участия в механизации и автоматизации как технологических процессов, так и вспомогательных транспортных операций.

Изучение указанных инженерных дисциплин должно помочь технологам правильно определить место и роль машин в условиях научно-технического прогресса.

Бакалавр является не только специалистом в определенной отрасли производства, но и руководителем, обладающим суммой знаний как технологических, так и технических. Именно поэтому предлагаемая комплексная дисциплина, которая определяет технический кругозор бакалавра-технолога, базируется на знании математики и физики, как никогда, актуальна.

Бакалавр-технолог – будущий руководитель производства, планируя увеличение производительности труда, снижение себестоимости продукции и другие показатели развития предприятия, не может не знать принципа создания машин и механизмов, составляющих основу технологических линий любого производства. А как обойтись без механизации и автоматизации вспомогательных операций, когда в технологической цепочке наступает предел увеличения скорости конвейера и возникает проблема круглосуточной работы предприятия.

Механизация и автоматизация вспомогательных операций особенно актуальны для легкой и текстильной промышленности, где технологический процесс чрезвычайно разобщен и на каждую операцию приходится делать 3-4 транспортных. Среднесуточный грузооборот швейной фабрики средней мощности достигает 50 – 100 т, а обувной 250 – 300 т.

В этой связи не следует забывать, что крупнейшие мыслители прошлых времен, казалось бы, не имеющие никакого отношения к технике, предоставили информацию о многих механизмах, которые в более современных вариантах используются и в настоящее время.

Так, в сочинениях древнегреческих философов Платона и Аристотеля имеются сведения о применении в Греции за 3,5 века до н. э. металлических цапф, зубчатых колес, катков и полиспастов.

В записках Леонардо да Винчи описаны винтовые зубчатые колеса, подшипники качения и др. В литературе эпохи Возрождения имеются сведения о применении канатных и ременных передач. Информация о применении грузоподъемной техники в те времена также значительна. Сохранившиеся документы свидетельствуют о том, что еще в глубокой

древности строительные работы с перемещением грузов проводились с применением рычагов и наклонных плоскостей. Эти средства применялись в XII в. до н.э. при сооружении египетских пирамид, храмов, при установке колонн и других сооружений. Масса отдельных деталей доходила до 360 т, а длина – до 90 м.

Известны и другие примеры применения простейших подъемных устройств и у нас в стране. Так, еще в XI в. При возведении Софийского собора в Новгороде строители применяли сложнейшую систему полиспастов. В 1677 г. в Москве при подъеме царь-колокола массой 130 т на колокольню Кремля использовались рычаги, вороты, блоки, полиспасты, а также противовес, соединенный с колоколом цепями как прототип современного лифта. В 1769 г. в Петербурге в качестве основания памятника Петру I с берега Финского залива у деревни Лахта была доставлена каменная глыба массой 1600 т. По Финскому заливу и реке Неве ее перемещали на барже, а по суше – на медных шарах, уложенных в обшиные медью желоба, что явилось прототипом шарикоподшипника.

Вороты, канаты и полиспасты применялись также при установке Александровской колонны на Дворцовой площади в Петербурге массой более 600 т и высотой 47,5 м, а также при установке колонн массой около 100 т при строительстве Исаакиевского собора.

К более позднему времени относятся сведения о применении роботов. Хотя термин «промышленный робот» появился в 70-х годах XX столетия, корни робототехники уходят в глубокую древность, когда создавались человекоподобные устройства, механические слуги и т. п. Статуи богов с подвижными частями тела (руки, голова) были известны в древнем Египте и Китае. Еще в средние века были созданы механические фигуры – андроиды. Создание андроидов достигло своего расцвета в XVIII в., когда механики-часовщики создали андроидов-музыкантов, рисовальщиков, писцов.

Идея создания механических людей вновь вспыхнула в XX в. на новой технической основе – электронике и электротехнике. Необходимо отметить, что, несмотря на то, что о применении машин человеку стало известно давно, сама наука о машинах с относительной систематизацией в нашей стране появилась только в прошлом столетии. Первые так называемые «Публичные лекции о машинах» изданы в 1859 г. профессором И. А. Вышеградским. В 1872 г. он же опубликовал «Курс подъемных машин». В 1881 г. инженер В. Л. Кирпичев издал курс «Детали машин». Дальнейшее развитие науки о машинах связано с именами крупнейших ученых и инженеров-механиков, таких как С. П. Тимошенко, Д. С. Зернов, Л. В. Ассур, И. И. Бобарыков и др.

Известны также труды Н. П. Петрова по гидродинамической теории смазки, Н. Е. Жуковского – об упругом скольжении ремня на шкивах и распределении сил между витками резьбы при их деформации, Л. Эйлера – по теории эвольвентного зацепления. В последние годы появились новые имена ученых, сыгравших большую роль в подготовке специалистов-

машиностроителей, такие, как М. Н. Берлов, В. А. Добровольский, В. Н. Кудрявцев, Д. Н. Решетов, А. О. Спиваковский, Н. Ф. Руденко, М. П. Александров, В. К. Дьячков и др. Из иностранных исследователей следует отметить Льюиса, Бакингема и Меррита – по прочности зубчатых передач, Баха – по выбору допускаемых напряжений, Рейнольдса, Зоммерфельда, Митчелла – по гидродинамической теории смазки и др.

## **Часть первая**

### **МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ. ДЕТАЛИ МАШИН**

#### **Раздел I. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

##### **1. СТРУКТУРА И КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ**

###### **1.1. Общие сведения**

Теория механизмов и машин знакомит нас со строением, кинематикой и динамикой механизмов и машин. Структура и кинематика рассматривают теорию строения механизмов, исследуют движение их элементов с геометрической точки зрения независимо от сил, вызывающих движение этих элементов.

Динамика определяет силы, действующие на элементы механизмов и машин в процессе их движения. Любой механизм или машина состоит из отдельных тел (деталей или звеньев). В стационарных машинах одни детали являются неподвижными, другие относительно них перемещаются. В подвижных машинах за неподвижные детали (стойку) условно принимаются детали, жестко связанные с движущимся телом (корпус двигателя автомобиля).

Подвижная деталь или их группа, образующая одну жесткую подвижную систему, называется подвижным звеном механизма или машины. Все неподвижные детали образуют одну жесткую неподвижную систему тел, называемую неподвижным звеном или стойкой. Следовательно, механизм или машина – это совокупность подвижных звеньев, перемещающихся относительно стойки. Соединение двух звеньев, допускающих их относительное движение, образует кинематическую пару. Система звеньев, связанных между собой кинематическими парами, называется кинематической цепью. Соприкосновение (контакт) может происходить точкой, линией, поверхностями конечных размеров. Это носит название кинематических элементов. Теперь, исходя из имеющегося понятия кинематической цепи, можно дать определения механизма и машины.

Механизмом называется искусственно созданная система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в движения других тел.

Машина – это устройство, выполняющее механическое движение для преобразования энергии, материалов и информации в целях замены или облегчения физического и умственного труда. Каждая машина состоит из одного или нескольких механизмов. Но простое соединение механизмов еще не является машиной. Машиной это соединение станет только тогда, когда будет выполнять ее назначение.

## **1.2. Классификация кинематических пар. Кинематическая цепь**

Различают кинематические пары – низшие и высшие. Низшими парами называют такие, в которых контакт между звеньями осуществляется по поверхности. Высшими кинематическими парами называют пары, в которых контакт между звеньями осуществляется по точке или линии (*рис. 1.1*).

Кинематические пары классифицируются по числу степеней свободы  $H$  и по числу условий связи  $S$  (ограничений). Исходя из того, что свободное тело в пространстве имеет шесть степеней свободы, величины  $H$  и  $S$  связаны соотношением

$$H = 6 - S,$$

где  $S = 1, 2, 3, 4, 5$ .

Если  $S = 0$ , то пары не существует, а есть два тела, которые движутся независимо друг от друга.

Если  $S = 6$ , то кинематическая пара становится одним звеном. По числу ограничений  $S$  определяется класс кинематической пары.

Так, при  $S = 5$ ,  $H = 1$  получают V класс пары; при  $S = 4$ ,  $H = 2$  - IV класс и т. д.

Например, поступательная пара (*рис. 1.1, б*) допускает только поступательное относительное движение звеньев, т.е.  $H = 1$ ,  $S = 5$  (пара низшая), а цилиндрическая пара (*рис. 1.1, в*) дает возможность независимых вращательных и поступательных движений:  $H = 2$ ;  $S = 4$  (пара низшая) – контакт по поверхности.

Низшие пары:

просты в изготовлении;

могут осуществлять только три движения: вращательное, поступательное, винтовое;

так как контакт осуществляется только по поверхности, то удельное давление сравнительно невелико, износ меньше, но имеет место трение скольжения;

обладают свойством обратимости движения. Суть в том, что соприкасающиеся точки движутся по одинаковым траекториям.

Высшие пары:

сложны в изготовлении;

могут осуществлять большое количество движений;

так как контакт по точке или линии, то удельное давление велико, отсюда и повышенный износ;

не обладают свойством обратимости движения.

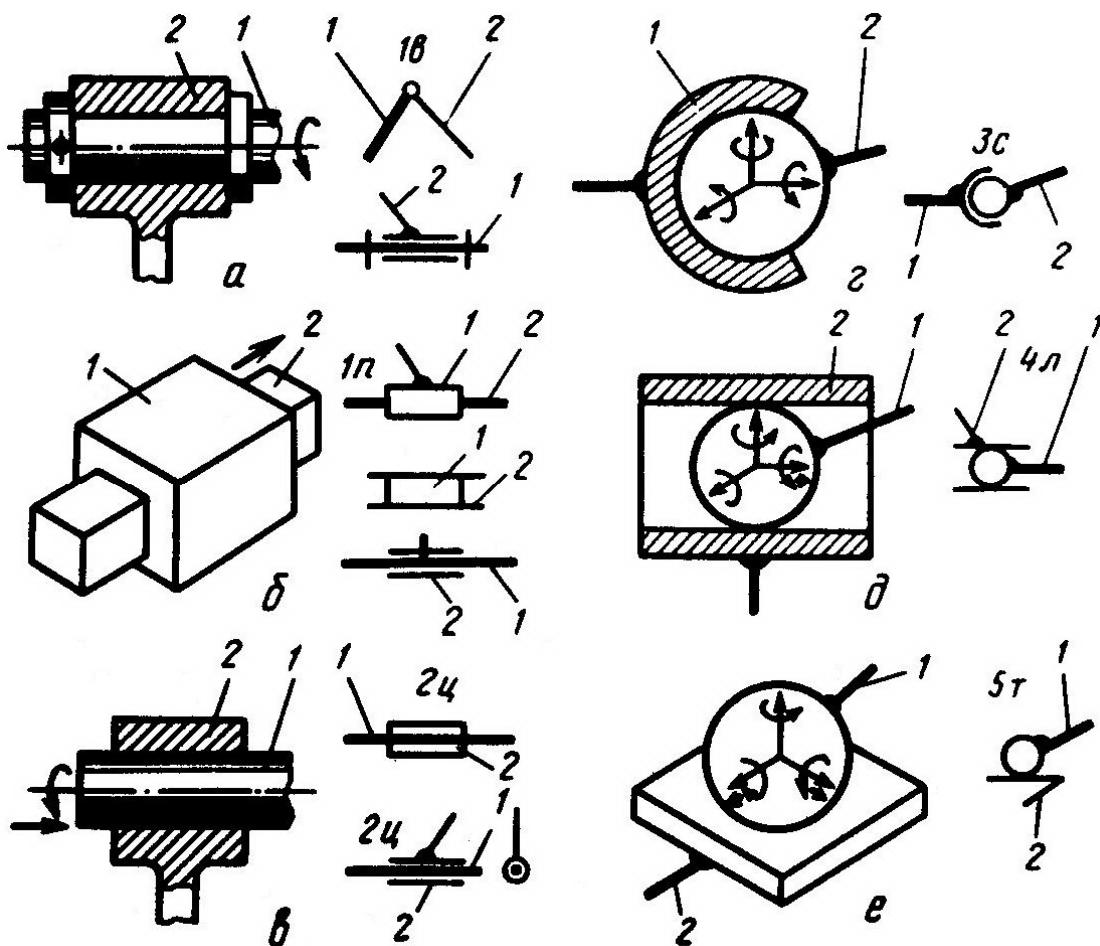


Рис. 1.1. Виды кинематических пар: *а* – вращательная пара (условное обозначение *1 в*, 1, 2 – звенья); *б* – поступательная пара (условное обозначение *1 н*); *в* – цилиндрическая пара (условное обозначение *2 ц*); *г* – сферическая пара (условное обозначение *3 с*); *д* – пара с геометрическим замыканием (условное обозначение *4 л*); *е* – пара с силовым замыканием (условное обозначение *5 т*)

### 1.3. Виды механизмов и их структурные схемы

Все механизмы классифицируются по различным признакам: механизмы с низшими и высшими парами, а также плоские и пространственные механизмы. Плоскими называются механизмы, все подвижные точки которых движутся в параллельных плоскостях. Пространственными называются механизмы, все подвижные точки которых движутся в непараллельных плоскостях. Примерами плоского механизма с низшими парами может быть кривошипно-шатунный механизм (рис. 1.2), пространственного механизма с низшими парами – универсальный шарнир (шарнир Гука). Примерами плоского механизма с высшими парами могут быть цилиндрические зубчатые передачи с внешним, внутренним и реечным зацеплением (рис. 1.3, *а* – *в*),

пространственного механизма с высшими парами – коническая зубчатая передача (рис. 1.3, г, ж).

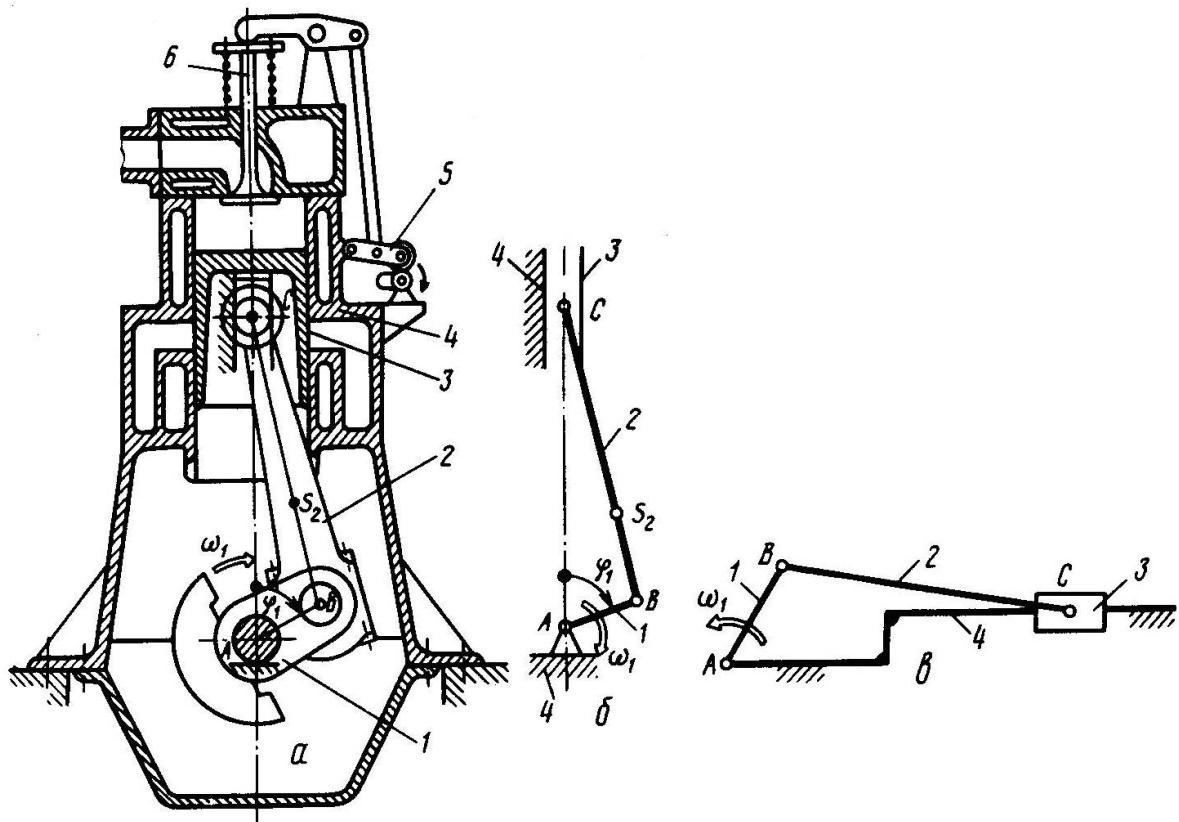


Рис. 1.2. Кривошипно-шатунный механизм:

*а* – двигатель внутреннего сгорания (1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень (ползун); 4 – цилиндр; 5 – толкатель; 6 – клапан);

*б* – структурная схема механизма;

*в* – внеосная (дезаксиальная) схема кривошипно-шатунного механизма

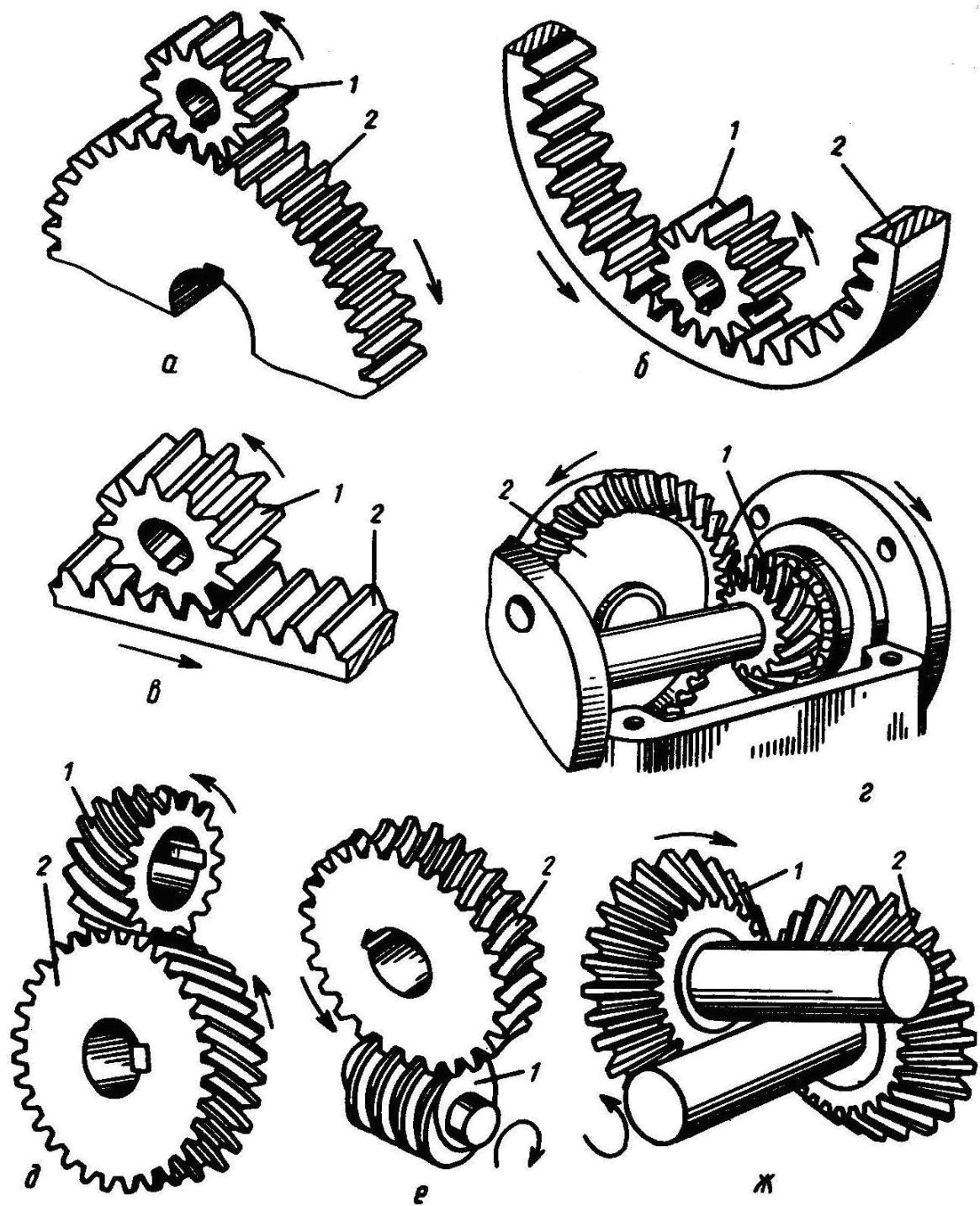


Рис. 1.3. Механизмы с высшими кинематическими парами. Зубчатые передачи:

*α* – внешнее зацепление (1 – шестерня; 2 – колесо; частный случай колесо-рейка); *β* – внутреннее зацепление; *γ* – реечное зацепление; *δ* – коническая передача; *ε* – гипоидная передача; *ж* – червячная передача (1 – червяк; 2 – колесо); *жс* – коническая гипоидная передача

## 1.4. Трение в механизмах и машинах

Трение представляет собой комплекс физических и химических явлений. Не рассматривая подробно современные теории трения, остановимся на изложении элементарных сведений. Различают два вида трения: скольжения и качения.

Трение качения – это вид трения, при котором следующие одна за другой точки одного тела последовательно приходят в соприкосновение со следующими одна за другой точками другого тела.

Трение скольжения – это вид трения, при котором одни и те же точки одного тела последовательно приходят в соприкосновение с различными точками другого тела.

Трение скольжения в свою очередь может быть нескольких видов: сухим, жидкостным, полусухим и полужидкостным. При сухом трении между трущимися поверхностями смазки нет. При жидкостном – смазка полностью разделяет трущиеся поверхности. Если трущиеся поверхности частично разделены смазывающей жидкостью, то трение будет полусухим или полужидкостным в зависимости от того, какая из поверхностей преобладает.

Явление сухого трения схематически можно объяснить следующим образом. Рассматривая под большим увеличением поверхности трущихся тел (*рис. 1.4, а*), обнаруживаем, что они не абсолютно гладкие, т. е. покрыты неровностями (*A* и *B* – трущиеся поверхности). Если их двигать относительно друг друга, то выступы одной поверхности задеваются за выступы другой. Если в точках соприкосновения приложить опорные реакции *R*, направленные по нормалам к элементарным площадкам соприкосновения и разложить их на нормальные и касательные составляющие к трущимся поверхностям, то нормальные составляющие *N* будут уравновешиваться заданными нормальными нагрузками, а касательные составляющие *R<sub>i</sub>* в сумме создадут некоторую силу сопротивления *F* относительному перемещению поверхностей *A* и *B*. Эта сила сопротивления и называется силой трения. Это сухой вид трения. Если же между поверхностями *A* и *B* имеется слой смазки, то трение значительно уменьшается.

Рассмотрим тело, нагруженной силой тяжести *G*, находящееся на наклонной плоскости (*рис. 1.4, б*):  $\alpha$  – угол наклона плоскости; *N* – нормальная реакция наклонной плоскости; *F* – сила, возникающая в результате трения и направленная параллельно плоскости.

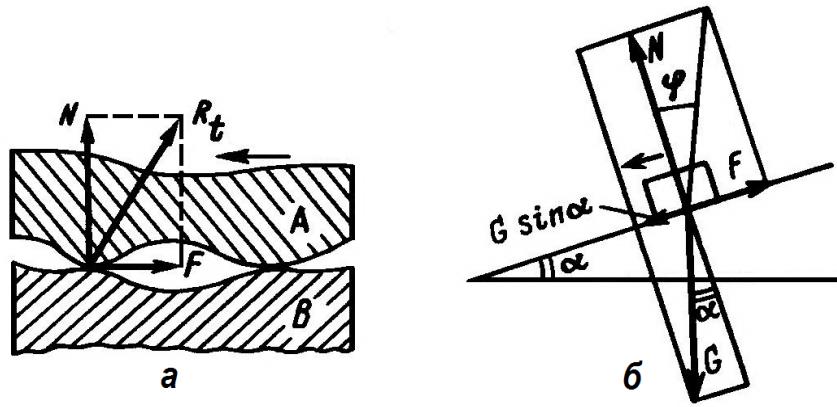


Рис. 1.4. Схемы: *а* – взаимодействия трущихся тел; *б* – схема трения скольжения по наклонной плоскости

Для равновесия тела необходимо, чтобы удовлетворялись уравнения  
 $F = G \sin \alpha$ ;  $N = G \cos \alpha$

или

$$\frac{F}{N} = \tan \alpha.$$

Установлено, что равновесие существует до тех пор, пока угол  $\alpha$  не превышает некоторого определенного предельного значения  $\varphi$ , т. е.

$$\tan \alpha \leq \tan \varphi.$$

Если обозначить  $\tan \varphi$  через  $f$ , то получим  $\tan \alpha \leq f$ , где  $f$  – коэффициент трения покоя, а угол  $\varphi$  – угол трения покоя.

Следовательно, мы можем записать

$$F \leq f \cdot N.$$

Если соприкасающиеся тела находятся в относительном движении, то имеет место не трение покоя, а трение движения.

Сопротивление перекатыванию зависит от упругих свойств материалов соприкасающихся тел, кривизны соприкасающихся поверхностей и величины прижимающей силы. Пусть, например, имеется неподвижный цилиндр (рис. 1.6), лежащий на плоскости и нагруженный силой  $F$ . В зоне соприкосновения цилиндра и плоскости возникает местная деформация смятия, характеризуемая площадкой смятия  $b$ .

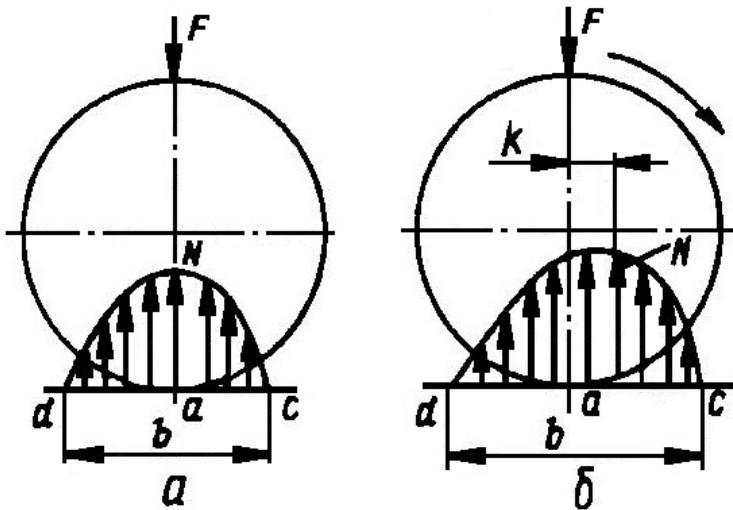


Рис. 1.5. Схема трения качения:  
а – неподвижный цилиндр; б – цилиндр в движении

Согласно теории упругости напряжения распределяются по эллиптическому закону. При этом кривая распределения напряжений симметрична равнодействующей напряжений  $N$  и совпадает с направлением силы  $F$ . При перекатывании цилиндра участок  $ac$  площадки смятия будет находиться в зоне нарастающих деформаций, а участок  $ab$  – в зоне исчезающих деформаций, следовательно, распределение напряжений по площадке  $b$  будет несимметричным, с максимумом, сдвинутым в сторону движения. Равнодействующая  $N$  будет смещена вправо от точки  $a$  на величину  $k$ , называемую плечом силы трения качения; таким образом, при качении преодолевается некоторый момент

$$T = F \cdot k,$$

где  $k$  – коэффициент трения качения.

Из формулы видно, что трение качения имеет размерность длины (мм или см).

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Что такое кинематическая пара и в чем ее отличие от кинематической цепи?

В чем отличие механизма от машины?

Какие кинематические пары являются высшими, а какие низшими?  
Сколько степеней свободы может иметь кинематическая пара?

Какие виды трения существуют в машинах и механизмах?

## **2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

### **2.1. Общие сведения**

Машины состоят из деталей. Детали машин – это составные части машин, каждая из которых изготовлена без применения сборочных операций (например, вал).

Число деталей в сложных машинах может составлять десятки и сотни тысяч, например, в автомобиле более 15 тыс. деталей, в автоматизированных комплексах прокатного оборудования – более миллиона.

Курс «Детали машин» охватывает также совокупность совместно работающих деталей, представляющих собой конструктивно обособленные единицы, обычно объединяемые одним назначением и называемые сборочными единицами или узлами. Узлы одной машины можно изготавливать на разных заводах. Характерными примерами узлов являются редукторы, коробки передач, муфты, подшипники в собственных корпусах.

Изготовление машины из деталей в первую очередь связано с необходимостью относительных движений ее частей. Как свидетельствует одно из старейших дошедших до наших дней определений, под термином «машина» понималось «орудие, имеющее внутреннее движение частей».

Неподвижные и взаимно неподвижные, скрепленные между собой детали называют звенями. Выполнение звеньев не из одной, а из нескольких соединенных между собой деталей обеспечивает возможность:

- а) изготовления деталей из разных материалов, например вкладышей подшипников из бронзы или другого антифрикционного материала, а корпусов подшипников из – чугуна;
- б) удобной замены быстроизнашивающихся деталей;
- в) сборки (например, установка коленчатого вала в коренные подшипники двигателя обычно выполнима лишь при съемных крышкиах) и облегчения сборки машины;
- г) большей стандартизации и централизованного изготовления деталей.

Большинство деталей являются подобными для многих машин, что делает целесообразным изучение их в самостоятельном курсе «Детали машин».

Рассмотрим самую **общую классификацию** деталей машин.

1. Выполнение машин и их звеньев из различных деталей вызывает необходимость соединения последних между собой. Поэтому группой деталей, рассматриваемой первой в курсе как наиболее общей, является группа соединений.

Некоторые части деталей и детали после их изготовления могут быть соединены постоянно и не требуют последующей разборки (например, нет необходимости разбирать паровой котел на отдельные листы). Соответствующие соединения называют неразъемными, их осуществляют

сваркой, пайкой или клепкой. Разъединение деталей невозможно без их разрушения или связано с опасностью их повреждения.

Некоторые детали необходимо в процессе эксплуатации разъединять, например, для осмотра, очистки или замены. В этих случаях приходится использовать более сложные разъемные соединения, осуществляемые с помощью винтов, шпонок, клиньев и т. п.

2. Машины, состоят из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов.

Наиболее общими для всех машин являются передаточные механизмы. Двигательные и исполнительные механизмы, как правило, имеют много специфических деталей. Передача механической энергии наиболее удобно осуществляется при вращательном движении, которое может быть непрерывным и иметь большую скорость.

Для передачи энергии при вращательном движении в основном применяют передачи, валы и муфты. Передачи вращательного движения являются механизмами, предназначенными передавать энергию с одного вала на другой, как правило, с изменением, т. е. с уменьшением или увеличением угловых скоростей и соответственным изменением вращающих моментов.

Передачи разделяют на передачи зацеплением, передающие энергию посредством взаимного зацепления зубьев (зубчатые, червячные и цепные передачи), и передачи трением, передающие энергию посредством сил трения, вызываемых начальным натяжением ремня (ременные передачи) или прижатием одного катка к другому (фрикционные передачи с жесткими телами качения).

3. Вращающиеся детали передач (зубчатые колеса, шкивы, звездочки) устанавливают на валах. Валы служат для передачи вращающего момента вдоль своей оси и для поддержания указанных деталей. Для поддержания вращающихся деталей без передачи полезных вращающих моментов служат оси.

Валы соединяют с помощью муфт. Муфты бывают постоянные, не допускающие разъединения валов при работе машин, и сцепные, допускающие сцепление и расцепление валов. Валы и оси вращаются в подшипниках. Последние делятся на подшипники скольжения и качения.

Поступательно движущиеся детали поддерживают направляющие поступательного движения скольжения и качения.

Подшипники и направляющие, в свою очередь, базируются на основаниях: станинах и других корпусных деталях.

4. Для преобразования видов движений (вращательного в возвратно-поступательное, качательное, или наоборот), осуществления движений с заданным законом изменения скорости и движения со сложной траекторией применяют шарнирно-рычажные и кулачковые механизмы. Наибольшее применение из шарнирно-рычажных механизмов имеет, как известно, кривошипно-ползунный механизм, используемый во всех поршневых машинах:

двигателях внутреннего сгорания, насосах. Основные детали шарнирно-рычажных механизмов: кривошипы, шатуны, коромысла, направляющие, кулисы, ползуны. Основные детали кулачковых механизмов: кулачки, эксцентрики, ролики.

5. В большинстве машин необходимо использовать упругие элементы: пружины или рессоры. Пружины и рессоры применяют: для защиты от вибраций и ударов (особенно широко в транспортных машинах – автомобилях, вагонах); для совершения в течение длительного времени полезной работы путем предварительного аккумулирования или накопления энергии ( заводные пружины в часах и других механизмах); для осуществления обратного хода в кулачковых и других механизмах: для создания натяга и т. д.

6. Для повышения равномерности движения, уравновешивания деталей машин и для накопления энергии в целях повышения силы удара или для ее восприятия (в машинах ударного действия) применяют детали, использующие для выполнения своих функций массу, – маховики, маятники, грузы, бабы, шаботы.

7. Долговечность машин в значительной степени определяется устройствами для защиты от загрязнения и для смазывания.

8. Важную группу составляют детали и механизмы управления.

Наконец, значительные группы составляют детали специфические (точнее, имеющие наибольшее применение) для отдельных групп машин.

Для энергетических машин наиболее характерными являются цилиндры, поршни, клапаны, лопатки и диски турбомашин, роторы и статоры электрических машин.

Для транспортных машин характерны: колеса, гусеницы, рельсы, винты водяные и воздушные, крюки, ковши, грейферы и др.

Для машин-орудий специфическими являются: опоки, валки, шаботы, бабы, патроны, суппорты, лемехи, отвалы, веретена, катушки, шпули, челноки.

В связи с электрификацией, гидроификацией и автоматизацией машин многие детали энергетических и транспортных машин получают общепромышленное применение.

## **2.2. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин**

Работоспособность характеризуется следующими основными требованиями или критериями:

1. Прочность – важнейший критерий работоспособности детали. При недостаточной прочности детали под действием нагрузок в ней могут возникнуть недопустимые остаточные деформации или она может разрушиться.

2. Жесткость – параметр, определяющий способность деталей сопротивляться изменению формы под действием внешних нагрузок.

3. Износстойкость характеризуется сопротивлением контактирующих поверхностей деталей машин износу в результате трения.

4. Виброустойчивость – способность конструкции работать в заданном диапазоне режимов без недопустимых колебаний, которые достаточно далеки от резонансных.

5. Теплостойкость – важный критерий работоспособности деталей, работающих при температурах выше 100 °C; требует проведения специальных расчетов для предотвращения снижения прочностных характеристик материалов, ползучести и ухудшения условий работы.

6. Надежность – это свойство изделия сохранять во времени свою работоспособность. Обобщенное свойство, которое включает в себя понятия безотказности и долговечности.

Условия прочности деталей могут быть представлены следующим образом:

$$\sigma \leq [\sigma]; \quad \tau \leq [\tau],$$

или

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S]},$$

где  $\sigma$  – и  $\tau$  – соответственно расчетные нормальные и касательные напряжения;  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  – соответственно допускаемые нормальные и касательные напряжения;  $\sigma_{\text{lim}}$  и  $\tau_{\text{lim}}$  – предельные (опасные) напряжения, под действием которых в деталях возникают остаточные деформации или детали разрушаются;  $[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Допускаемый коэффициент запаса прочности определяется как произведение трех сомножителей:

$$[S] = [S_1][S_2][S_3],$$

где  $[S_1]$  – коэффициент, учитывающий точность определения действующих на деталь нагрузок и возникающих в ней напряжений;  $[S_2]$  – коэффициент, учитывающий однородность материала детали;  $[S_3]$  – коэффициент, учитывающий требования безопасности.

При постоянных напряжениях в качестве предельных напряжений используют предел текучести для пластических металлов (некоторые стали) и предел прочности – для хрупких металлов (чугуны). Если напряжения непостоянны во времени, то в качестве предела используют предел выносливости для всех металлов. Рассмотренный метод выбора допускаемых напряжений называется дифференциальным. Помимо этого используют табличный метод выбора допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности, когда пользуются специальными таблицами, составленными для расчетов отдельных деталей.

## 2.3. Основные виды нагрузений, возникающих в деталях машин, и определение действующих напряжений

1. Раствжение (рис. 2.1, а)  $\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_p$ .



Рис. 2.1. Схемы: *а* – растяжения; *б* – сжатия

2. Сжатие (рис. 2.1, б)  $\sigma_{cж} = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{cж}$ .

3. Изгиб (рис. 2.2)  $\sigma_F = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_F$ .

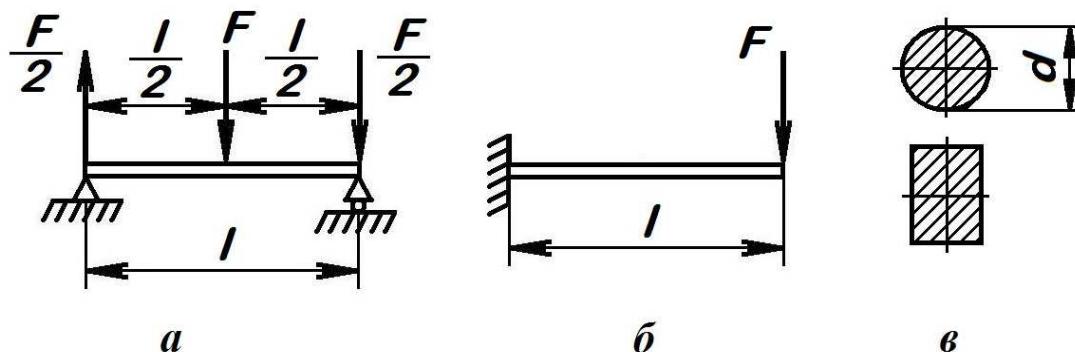


Рис. 2.2. Схема изгиба:

*а* – изгиб балки на двух опорах ( $F$  – сила нагружения;  $l$  – длина пролета); *б* – изгиб защемленной балки; *в* – возможные сечения балки

4. Срез (рис. 2.3)  $\tau_{cp} = \frac{F}{A} \leq [\tau]_{cp}$ .

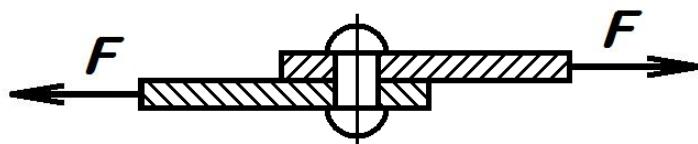


Рис. 2.3. Схема среза

5. Кручение (рис. 2.4)  $\tau_{kp} = \frac{T}{W_{nол}} \leq [\tau]_{kp}$ .

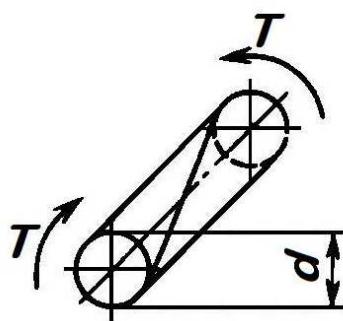


Рис. 2.4. Схема кручения

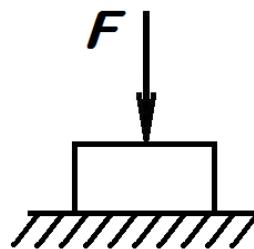


Рис. 2.5. Схема удара

$$6. \text{ Удар (рис. 2.5)} \quad \sigma_y = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_y.$$

7. Сжатие двух цилиндров (рис. 2.6) при определении контактных напряжений по формуле Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot E_{np}}{b \cdot \rho_{np}}} \leq [\sigma]_H.$$

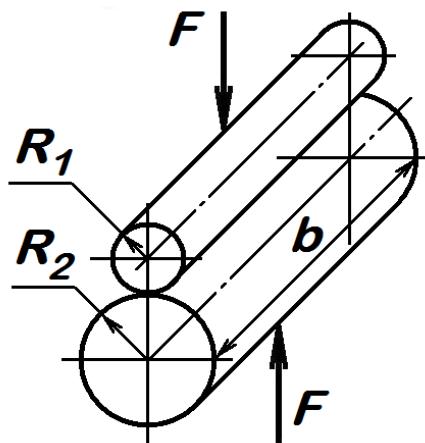


Рис. 2.6. Схема контактных напряжений

В приведенных формулах:

$F$  – действующие усилия;

$M$  – изгибающий момент;

$T$  – крутящий момент;

$A$  – площадь поперечного сечения;

$W$  – осевой момент сопротивления;

$W_{pol}$  – полярный момент сопротивления;

$$E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad - \quad \text{приведенный модуль упругости материалов сжимаемых тел;}$$

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$
 – приведенный радиус кривизны в зоне контакта сжимаемых тел;

$b$  – ширина контакта в зоне сжимаемых тел;

$\sigma_p$  – напряжения при растяжении;

$\sigma_{сж}$  – напряжения при сжатии;

$\sigma_F$  – напряжения при изгибе;

$\tau_{cp}$  – напряжения при срезе;

$\tau_{kp}$  – напряжения при кручении;

$\sigma_y$  – напряжения, возникающие при ударе;

$\sigma_H$  – контактные напряжения.

## 2.4. Материалы, применяемые в машиностроении

Основные машиностроительные материалы: сталь, чугун, сплавы цветных металлов, пластмасса. Кроме того, для изготовления некоторых деталей применяют дерево, кожу, резину и др.

Чугун представляет собой сплав железа с углеродом, в котором углерода больше 2 %. Чугун в основном применяют для изготовления плит, оснований, корпусов. Различают чугун серый, ковкий, высокопрочный и модифицированный. Серый чугун по символике, принятой в СССР (ГОСТ 1412 – 85), обозначается СЧ. Например, СЧ 18 имеет предел прочности  $\sigma_e \approx 180$  МПа. Серый чугун не применяют для изготовления деталей, подвергающихся ударным нагрузкам.

Ковкий чугун, например КЧ 35-10, имеет  $\sigma_e \approx 350$  МПа. Этот чугун применяют для изготовления деталей, подверженных ударным нагрузкам.

Высокопрочный (легированный) чугун имеет легирующую присадку (магний, хром, никель и др.). Пример обозначения ВЧ 45-5:  $\sigma_e \approx 450$  МПа.

Модифицированный чугун обозначается СМ (серый модифицированный), в котором углерод находится в виде графита. Модификация чугуна – белый чугун, в котором углерод в виде цеменита  $Fe_3C$ .

Сталь – сплав железа с углеродом, в котором углерода меньше 2 %. Конструкционные стали делятся на углеродистые и легированные. Углеродистая конструкционная сталь делится на сталь углеродистую обыкновенного качества (ГОСТ 380-88), которая в свою очередь делится на группу А (по механическим свойствам), группу В (по химическому составу) и сталь качественную (ГОСТ 1050-88). Сталь качественная делится на группу I с

нормальным содержанием марганца и группу II с повышенным содержанием марганца.

По содержанию углерода углеродистые стали делятся на низкоуглеродистые (до 0,25 %), среднеуглеродистые (0,25 – 0,60 %), высокоуглеродистые (0,6 – 2 %).

Легированные стали делятся по виду присадок – хромистые, хромоникелевые и т. д.; по качеству – качественные и высококачественные; по суммарному содержанию легирующих присадок – на низколегированные с содержанием присадок 2-5 %, средне легированные с содержанием присадок 5 – 10 % и высоколегированные с содержанием присадок более 10 %.

В машиностроении широкое применение получили сплавы цветных металлов, сплавы меди, баббиты и легкие сплавы. Из медных сплавов необходимо отметить бронзу (сплав меди с оловом) и латунь (сплав меди с цинком). Бронзовые детали обладают высокими антифрикционными и антакоррозийными свойствами и поэтому находят широкое применение в различных узлах трения (вкладыши подшипников скольжения, венцы червячных колес и т. п.).

Латунные детали хорошо сопротивляются коррозии, обладают высокими антакоррозийными и антифрикционными свойствами. Их широко применяют в изготовлении проволоки, труб, арматуры, деталей электрических машин и т. п.

Баббиты – сплавы на основе олова или свинца, обладающие высокими антифрикционными свойствами. Их широко применяют для заливки вкладышей подшипников скольжения.

Из легких следует отметить сплавы, имеющие алюминиевую и магниевую основы. Примером легкого сплава на алюминиевой основе может служить дюралюмин, содержащий алюминий, медь, магний и марганец.

В последнее время все большее применение находят детали машин из пластических масс с различными наполнителями в виде стеклоткани, графита, бумаги, древесного шпона и др. Широкое распространение деталей из пластмасс объясняется их малой плотностью, химической стойкостью, высокими антифрикционными, шумопоглощающими, вибропоглощающими и другими свойствами.

Из других материалов деталей машин следует отметить резину, кожу, металлокерамику.

## **2.5. Основные виды термической обработки стали**

Для повышения механических и других свойств стали и различных металлических сплавов применяют термическую и химико-термическую обработку, а также механическое упрочнение.

Основные виды термической обработки – отжиг, нормализация, закалка, отпуск и улучшение.

Отжиг предусматривает нагрев детали до температуры, превышающей на 30 – 50 °С верхнюю критическую точку (700 – 800 °C), выдержку при этой

температура и медленное охлаждение в печи до 400 – 600 °С. Дальнейшее охлаждение проводится с большой скоростью. Отжиг понижает остаточные напряжения в деталях машин и твердость, что улучшает обрабатываемость резанием.

Нормализация отличается от отжига тем, что после выдержки в печи охлаждение проводится на воздухе. Сталь получается с несколько лучшими механическими свойствами и лучше обрабатывается.

Закалка предусматривает нагрев стали до температуры превращений (600 – 800 °С) с последующим быстрым охлаждением на воздухе или в водных растворах. Закалку применяют для повышения твердости и износостойкости детали.

Отпуск применяют после закалки. Деталь нагревают до температуры ниже интервала превращений, выдерживают и затем охлаждают. Отпуск повышает вязкие свойства стали, уменьшает внутреннее напряжение.

Улучшение предусматривает закалку и высокотемпературный отпуск. Улучшение повышает прочность при сохранении свойств вязкости.

Химико-термическая обработка заключается в насыщении поверхностных слоев детали различными элементами: углеродом (цементация), азотом (азотирование) и т. д.

Механическое упрочнение предусматривает наклепывание поверхности детали различными способами: накатка гладкими роликами, дробеструйной обработкой и др.

## 2.6. Шероховатость поверхности

Шероховатость поверхности определяет совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, которые рассматривают на базовой длине, параметры шероховатости (один или несколько) выбирают из следующей номенклатуры:

$R_a$  – среднее арифметическое отклонение профиля;

$R_z$  – высота неровностей профиля по десяти точкам;

$R_{\max}$  – наибольшая высота неровностей профиля;

$S$  – средний шаг неровностей по вершинам;

$t_p$  – относительная опорная длина профиля, где  $p$  – значение уровня сечения профиля.

Основными параметрами шероховатости являются  $R_a$  и  $R_z$ . По их числовым значениям в микронах производится классификация шероховатости поверхности. Шероховатость  $R_a$  указывают без символа, например 2,5, а высоту неровностей  $R_z$  – после этого символа, например,  $R_z 20$  (рис. 2.7).

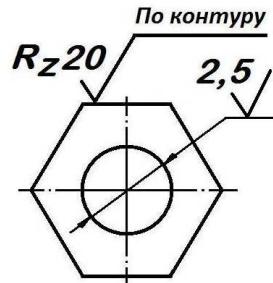


Рис. 2.7. Пример обозначения шероховатости поверхности

Шероховатость поверхностей деталей машин имеет большое значение, так как с уменьшением шероховатости поверхностей до некоторого оптимального значения трение и износ поверхностей деталей уменьшаются, а коэффициент полезного действия машин увеличивается. Однако стоимость изготовления машин возрастает. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо находить оптимальное решение.

## 2.7. Допуски и посадки

Для изготовления, эксплуатации и ремонта машин большое значение имеет взаимозаменяемость деталей и сборочных единиц.

Взаимозаменяемыми деталями являются такие детали, которые могут занимать свои места в машине без дополнительной обработки. Она обеспечивается системой допусков и посадок, предусмотренной стандартами.

При сборке сопрягаемых деталей, входящих одна в другую, различают охватывающую поверхность, называемую отверстием, и охватываемую, называемую валом. Размер сопрягаемых поверхностей называют номинальным размером соединения.

Каждый из размеров сопрягаемых поверхностей выполняют с некоторым допуском.

Допуском называют разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Разность между наибольшим и наименьшим предельным размером и номинальным размером называют соответственно верхним и нижним отклонениями. Площадь поля, заключенного между линиями верхнего и нижнего отклонений, называют полем допуска (рис. 2.8).

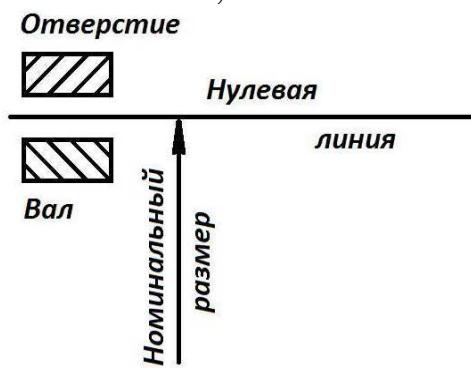


Рис. 2.8. Поле допуска

В основу единой системы допусков и посадок (ЕСДП) положены квалитеты, которые определяют величину поля допуска в зависимости от номинального размера (*табл. 2.1*). В ЕСДП принято 19 квалитетов (01, 0, 1, 2, ... 17), которые определяют величину поля допуска, и она возрастает с увеличением порядкового номера.

Положение поля допуска относительно номинального размера определяют буквой латинского алфавита (строчной – для валов и прописной – для отверстий): *a b c d e f g h j<sub>s</sub> k m n p r s t u v x y z A B C D E F G H J<sub>s</sub> K M N P R S T U V X Y Z*.

На *рис. 2.9* показаны наиболее применяемые положения полей допусков.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала обеспечивают посадку с зазором, с натягом или переходную посадку, при которой возможно получение как зазора, так и натяга.

Посадки выполняют по двум системам: системе отверстия и системе вала.

По системе отверстия предельные размеры отверстия остаются постоянными, а различные посадки получают за счет изменения предельных размеров вала. В посадках по системе вала предельные размеры вала остаются постоянными, а посадки выполняют за счет изменения предельных размеров отверстия.

Предпочтительной является система отверстия, так как она проще в технологическом отношении, а следовательно, и дешевле. Поэтому система отверстия получила большее распространение.

*Верхнее отклонение ES, es* – алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

*ES* – верхнее отклонение отверстия; *es* – верхнее отклонение вала.

*Нижнее отклонение EI, ei* – алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

*EI* – нижнее отклонение отверстия; *ei* – нижнее отклонение вала.

*Основное отклонение* – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее – к нулевой линии.

*Нулевая линия* – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладывается отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то *положительные отклонения* откладываются вверх от нее, а *отрицательные – вниз*.

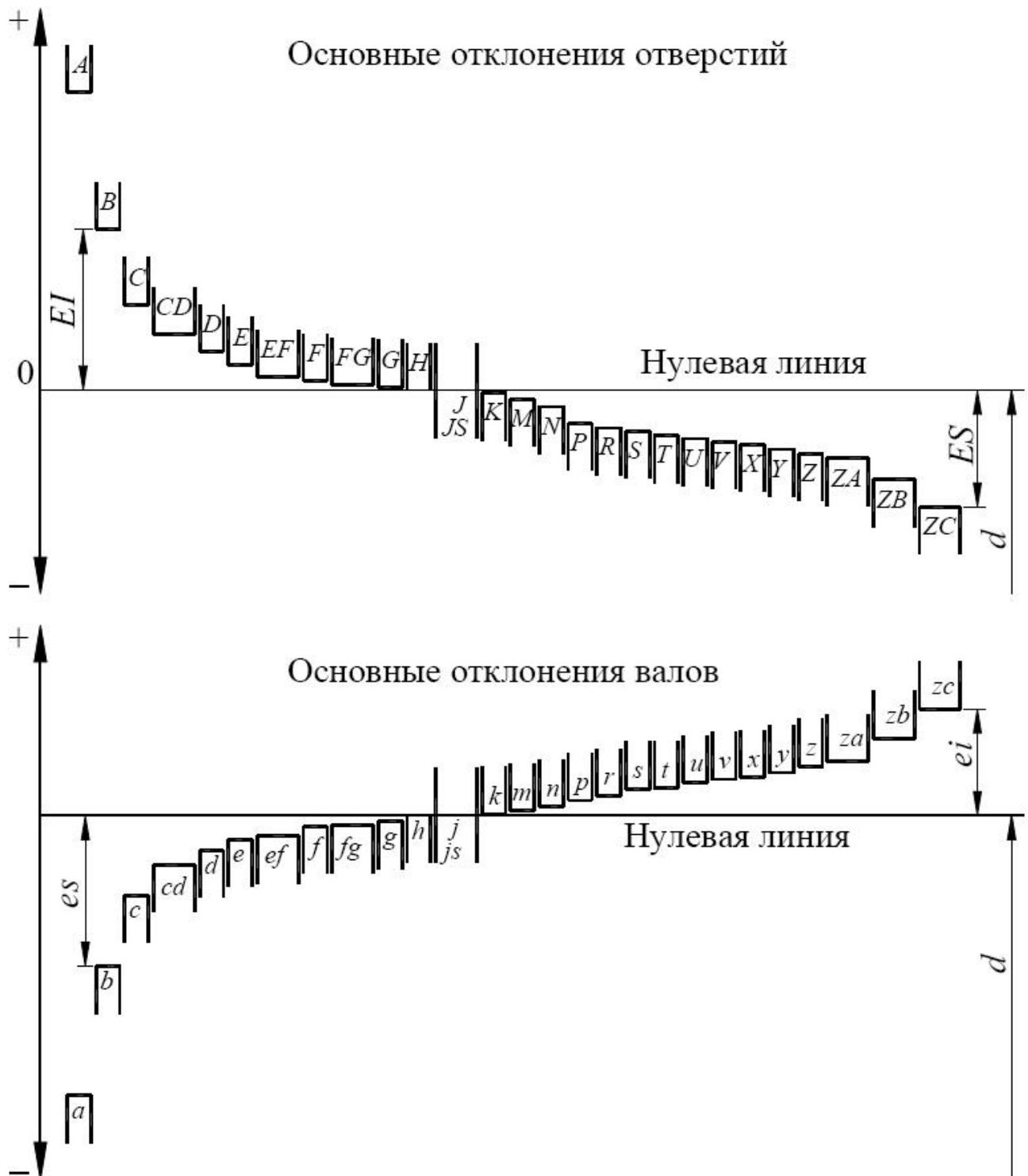


Рис. 2.9. Положение полей допусков относительно нулевой линии

Таблица 2.1. Пределные отклонения отверстий ГОСТ 25347 – 82

Поля допусков	Номинальные размеры, мм											
	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	
<i>Основные отверстия</i>	<b>H7</b>	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0
	<b>H8</b>	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0
	<b>H9</b>	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0
	<b>H12</b>	+120 0	+150 0	+180 0	+210 0	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0	+520 0	+570 0
	<b>H14</b>	+300 0	+360 0	+430 0	+520 0	+620 0	+740 0	+870 0	+1000 0	+1150 0	+1300 0	+1400 0
<i>Специальные отверстия</i>	<b>F7</b>	+22 +10	+28 +13	+34 +16	+41 +20	+50 +25	+60 +30	+71 +36	+83 +43	+96 +50	+108 +56	+119 +62
	<b>F8</b>	+28 +10	+35 +13	+43 +16	+53 +20	+64 +25	+76 +30	+90 +36	+106 +43	+122 +50	+137 +56	+151 +62
	<b>G7</b>	+16 +4	+20 +5	+14 +6	+28 +7	+34 +9	+40 +10	+47 +12	+54 +14	+61 +15	+69 +17	+75 +18
	<b>Js6</b>	+4 -4	+4,5 -4,5	+5,5 -5,5	+6,5 -6,5	+8 -8	+9,5 -9,5	+11 -11	+12,5 -12,5	+14,5 -14,5	+16 -16	+18 -18
	<b>Js7</b>	+6 -6	+7 -7	+9 -9	+10 -10	+12 -12	+15 -15	+17 -17	+20 -20	+23 -23	+26 -26	+28 -28
	<b>K7</b>	+3 -9	+5 -10	+6 -12	+6 -15	+7 -18	+9 -21	+10 -25	+12 -28	+13 -33	+16 -36	+17 -40
	<b>K8</b>	+5 -13	+6 -16	+8 -19	+10 -23	+12 -27	+14 -32	+16 -38	+20 -43	+22 -50	+25 -56	+28 -61
	<b>M7</b>	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57
	<b>M8</b>	+2 -16	+1 -21	+2 -25	+4 -29	+5 -34	+5 -41	+6 -48	+8 -55	+9 -63	+9 -72	+11 -78
	<b>N7</b>	-4 -16	-4 -19	-5 -23	-7 -28	-8 -33	-9 -39	-10 -45	-12 -52	-14 -60	-14 -66	-16 -73
	<b>P7</b>	-8 -20	-9 -27	-11 -29	-14 -35	-17 -42	-21 -51	-24 -59	-28 -68	-33 -79	-36 -88	-41 -98

Рекомендуемые посадки в системе отверстия приведены в табл. 2.2.

**Т а б л и ц а 2.2. Рекомендуемые посадки в системе отверстия для номинальных размеров (1 – 500) мм**

	Поля допусков основных отверстий								
	H5	H6	H7	H8		H9	H10	H11	H12
Поля допусков основных валов	<i>a</i>	-	-	-	-	-	-	<i>H11/a11</i>	-
	<i>b</i>	-	-	-	-	-	-	<i>H11/b11</i>	<i>H12/b12</i>
	<i>c</i>	-	-	<i>H7/c8</i>	<i>H8/c8</i>	-	-	<i>H11/c11</i>	-
	<i>d</i>	-	-	<i>H7/d8</i>	<i>H8/d8</i>	<b><i>H8/d9</i></b>	<b><i>H9/d9</i></b>	<i>H10/d10</i>	<b><i>H11/d11</i></b>
	<i>e</i>	-	-	<i>H7/e7;</i> <b><i>H7/e8</i></b>	<b><i>H8/e8</i></b>	<i>H8/e9</i>	<i>H9/e8;</i> <i>H9/e9</i>	-	-
	<i>f</i>	-	<i>H6/f6</i>	<b><i>H7/f7</i></b>	<i>H8/f7;</i> <i>H8/f8</i>	<i>H8/f9</i>	<i>H9/f8;</i> <i>H9/f9</i>	-	-
	<i>g</i>	<i>H5/g4</i>	<i>H6/g5</i>	<b><i>H7/g6</i></b>		-	-	-	-
	<i>h</i>	<i>H5/h4</i>	<i>H6/h5</i>	<b><i>H7/h6</i></b>	<i>H8/h7;</i> <b><i>H8/h8</i></b>	<i>H8/h9</i>	<i>H9/h8;</i> <i>H9/h9</i>	<i>H10/h9;</i> <i>H10/h10</i>	<b><i>H11/h11</i></b>
	<i>j<sub>s</sub></i>	<i>H5/j<sub>s</sub>4</i>	<i>H6/j<sub>s</sub>5</i>	<b><i>H7/j<sub>s</sub>6</i></b>	<i>H8/j<sub>s</sub>7</i>	-	-	-	-
	<i>k</i>	<i>H5/k4</i>	<i>H6/k5</i>	<b><i>H7/k6</i></b>	<i>H8/k7</i>	-	-	-	-
	<i>m</i>	<i>H5/m4</i>	<i>H6/m5</i>	<b><i>H7/m6</i></b>	<i>H8/m7</i>	-	-	-	-
	<i>n</i>	<i>H5/n4</i>	<i>H6/n5</i>	<b><i>H7/n6</i></b>	<i>H8/n7</i>	-	-	-	-
	<i>p</i>	-	<i>H6/p5</i>	<b><i>H7/p6</i></b>	-	-	-	-	-
	<i>r</i>	-	<i>H6/r5</i>	<b><i>H7/r6</i></b>	-	-	-	-	-
	<i>s</i>	-	<i>H6/s5</i>	<i>H7/s6;</i> <i>H7/s7</i>	<i>H8/s7</i>	-	-	-	-
	<i>t</i>	-	-	<b><i>H7/t6</i></b>	-	-	-	-	-
	<i>u</i>	-	-	<b><i>H7/u7</i></b>	<i>H8/u8</i>	-	-	-	-
	<i>v</i>	-	-	-	-	-	-	-	-
	<i>x</i>	-	-	-	<i>H8/x8</i>	-	-	-	-
	<i>z</i>	-	-	-	<i>H8/z8</i>	-	-	-	-

Обозначения предпочтительных посадок выделены полужирным шрифтом

При обозначении посадки на чертеже указывают номинальный размер для обоих соединяемых элементов (отверстия и вала), за которым указывают обозначения полей допусков для каждого элемента, начиная с отверстия,

например,  $\text{Ø}50 \frac{H7}{g6}$ .

При записи предельных отклонений числовыми значениями верхние отклонения указывают над нижними, например,  $\text{Ø}50 \frac{H7_0^{+25}}{g6_{-25}^{-9}}$ .

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

Какие основные критерии используют для расчета деталей машин?

Как определить допускаемые напряжения и выбрать запасы прочности?

Какие напряжения могут возникнуть в деталях при действии различных нагрузений?

Какие основные материалы используют в машиностроении и для каких целей?

Какие виды термической обработки применяют при изготовлении деталей машин?

Что называется полем допуска?

Что определяет величину поля допуска?

Что определяет положения поля допуска относительно номинального размера и какими индексами оно определяется для отверстия и вала?

Какая из приведенных посадок  $\frac{H7}{g6}$  и  $\frac{H7}{p6}$  обеспечивает посадку с зазором и посадку с натягом?

## **Раздел II. СОЕДИНЕНИЯ**

### **3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ**

#### **3.1. Общие сведения**

Соединения деталей машин могут быть разъемными и неразъемными. Разъемные соединения допускают разборку деталей машин без разрушения соединяемых элементов. В качестве примера можно назвать резьбовые, шпоночные, шлицевые, клиновые соединения.

Неразъемные соединения составляются из деталей, жестко связанных друг с другом с помощью сварки, заклепок, пайки или клея.

Заклепки, как правило, применяют для соединения деталей, имеющих плоскую поверхность (листы, полосы, прокатный профиль и др.). Диаметр отверстия под заклепку в соединяемых деталях делают немного большим диаметра заклепки, что облегчает ее постановку. Заклепка имеет одну головку, вторая образуется расклепыванием цилиндрического конца. В результате этого стержень заклепки осаживается и плотно заполняет отверстия соединяемых деталей.

Заклепочные соединения рекомендуется применять в особо ответственных конструкциях, воспринимающих вибрационную нагрузку, кроме того, они применяются в конструкциях, где по условиям сборки сварка недопустима, контроль качества клепки проще и надежней. Ограниченнность применения заклепочных соединений связана с большим расходом металла, трудоемкостью изготовления и высокой стоимостью. Заклепка может быть в виде сплошного стержня и трубчатой.

Материалом для изготовления заклепок могут быть низкоуглеродистые стали (Ст. 2, Ст. 3, 20 и др.), медь, алюминий и их сплавы. Во избежание коррозии желательно, чтобы соединяемые детали и заклепки были изготовлены из однотипного материала.

Соединение деталей осуществляется группой заклепок, которые образуют заклепочный шов. Различают два типа заклепочных швов: прочные, используемые при значительных внешних нагрузках, и прочноплотные, которые дополнительно обеспечивают еще и герметичность соединения. Заклепочные швы могут быть однорядными, двухрядными и многорядными (рис. 3.1, а, б, е). При соединении деталей в зависимости от их относительного расположения различают заклепочные швы внахлестку, встык с одной накладкой и встык с двумя накладками (рис. 3.1, в, г, д).

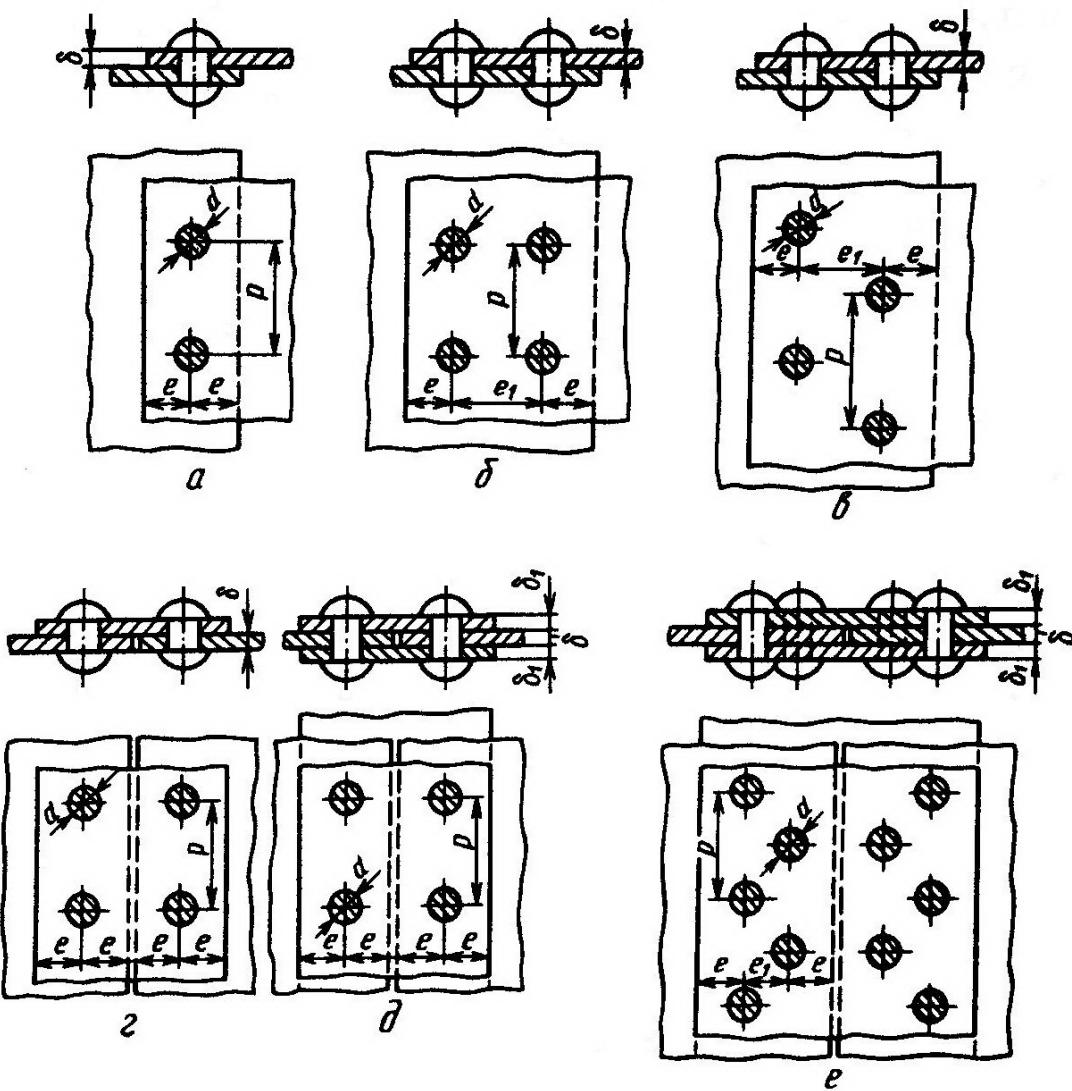


Рис. 3.1. Разновидности заклепочных соединений: *α* – однорядный шов внахлестку; *β*, *γ* – двухрядные швы внахлестку; *δ* – шов встык с одной накладкой; *δ* – шов встык с двумя накладками; *ε* – многорядный шов встык с двумя накладками

### 3.2. Расчет прочных заклепочных швов

При расчете заклепочных швов заклепки проверяются на напряжение среза и смятия, соединяемые детали – на растяжение и их края – на срез. Расчеты могут быть проверочными, когда все геометрические параметры известны и действительны (напряжения сравниваются с допускаемыми), и проектировочными, при которых при известных допускаемых напряжениях определяют диаметр и число заклепок, ширину и толщину листа и другие недостающие элементы соединения.

Условия прочности при равномерном распределении усилий между всеми заклепками могут быть записаны следующим образом (рис. 3.2).

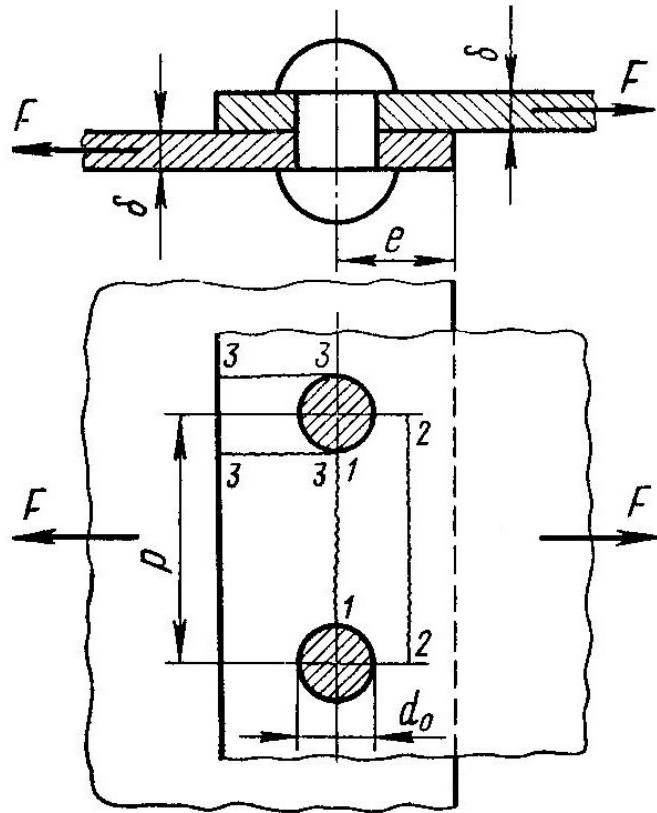


Рис. 3.2. Расчетная схема заклепочного соединения (опасные сечения: 1-1; 2-2; 3-3)

$$\text{На срез: } \tau_c = \frac{F}{\left(\frac{\pi d_0^2}{4}\right)zi} \leq [\tau]_c,$$

где  $F$  – общая нагрузка, Н;  $d_0$  – диаметр заклепки, мм;  $z$  – число заклепок;  $i$  – число плоскостей среза одной заклепки;  $[\tau]_c$  – допускаемые напряжения на срез для заклепки, МПа.

$$\text{На смятие: } \sigma_{cm} = \frac{F}{(\delta d_0 z)} \leq [\sigma]_{cm},$$

где  $\delta$  – общая толщина деталей, сдвигаемых в одном направлении;  $[\sigma]_{cm}$  – допускаемая нагрузка на смятие для заклепок, МПа.

$$\text{На растяжение: } \sigma_p = \frac{F}{(b - d_0 z') \delta} \leq [\sigma]_p,$$

где  $b$  – ширина листа, мм;  $d_0$  – диаметр отверстия под заклепку, мм;  $z'$  – число отверстий в ряду;  $\delta$  – толщина детали, мм;  $[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения на растяжение для листов, МПа.

На срез листа одновременно по двум сечениям (срез происходит по  $e - \frac{d_0}{2}$ ):

$$\tau'_c = \frac{F}{2\delta\left(e - \frac{d_0}{2}\right)zi} \leq [\tau']_c,$$

где  $[\tau']_c$  – допускаемое напряжение на срез для листов, МПа;  $e$  – расстояние от центра заклепок до края листа, мм.

Для прочных заклепочных швов стальных конструкций при статическом нагружении допускаемые напряжения для заклепок из Ст. 0 и Ст. 2 принимают  $[\tau]_c = 140$  МПа и  $[\sigma]_{cm} = 280$  МПа, а для заклепок из Ст. 3  $[\tau]_c = 140$  МПа и  $[\sigma]_{cm} = 320$  МПа.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какие материалы используют для изготовления заклепок?

Какие (по назначению) существуют типы заклепочных швов?

Какие существуют конструкции заклепочных соединений?

По каким условиям прочности выполняют расчет заклепочных соединений?

Как выбирают допускаемые напряжения для заклепочных соединений?

## 4. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 4.1. Общие сведения

Сварка – это процесс соединения деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления при местном нагреве изделий. Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, допускающими изготовление изделий неограниченных размеров. Форма и размеры сварных соединений меняются в широких пределах: от точки в несколько микрон до нескольких километров сварных швов. Сваркой изготавливают станины, рамы и основания машин, шкивы, зубчатые колеса, барабаны, балки и т. п.

Применение сварных конструкций экономит металл (по сравнению с заклепочными соединениями в среднем на 15 – 20 %). Для сварки характерны высокие экономические показатели, малая трудоемкость процесса, относительно низкая стоимость оборудования, возможность автоматизации и т. п.

К недостаткам сварки следует отнести: появление остаточных напряжений в свариваемых деталях, нестабильность качества шва (особенно при ручной сварке). Если для нагрева используется электрическая энергия, то процесс называется электросваркой.

По способу выполнения электросварку разделяют на ручную, полуавтоматическую и автоматическую. Различают следующие типы сварок: газовую, под флюсом, шлаковую, ультразвуковую, лазерную и др. Наиболее распространена ручная дуговая сварка по ГОСТ 5264 – 80.

#### 4.2. Виды соединений электродуговой сварки

В зависимости от относительного расположения соединяемых деталей различают следующие виды сварных соединений: соединениястык (*рис. 4.1*), когда соединяемые элементы являются продолжением друг друга; соединения внахлест (*рис. 4.2*), боковые поверхности соединяемых элементов частично перекрывают друг друга; соединения в тавр или тавровые (*рис. 4.3*), когда соединяемые элементы перпендикулярны или наклонены друг к другу; угловые соединения (*рис. 4.4*), когда соединяемые детали перпендикулярны или наклонены друг к другу.

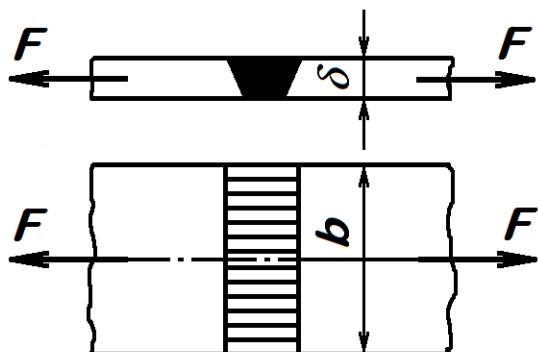


Рис. 4.1. Сварное соединение встык

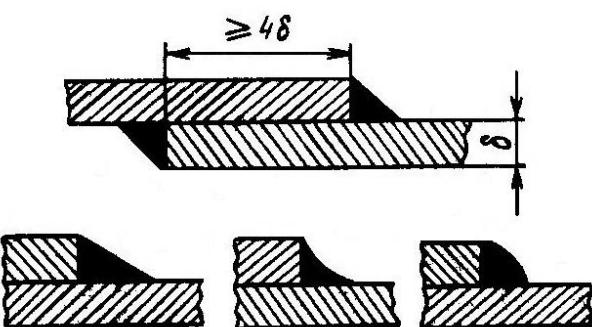


Рис. 4.2. Сварное соединение внахлест

Соединение встык является наиболее совершенным. Сваривают встык с двух сторон или с одной стороны и подваривают (накладывают неглубокий шов) с другой стороны. Элементы малой толщины всегда сваривают с одной стороны с применением подкладок.

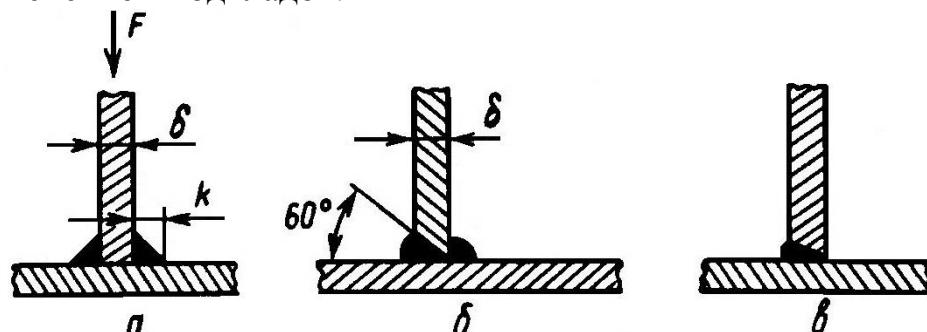


Рис. 4.3. Тавровые сварные соединения

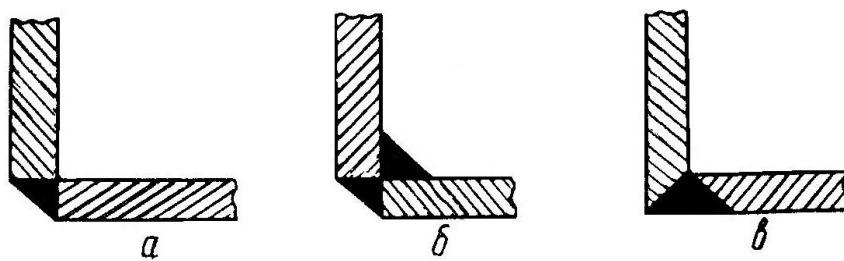


Рис. 4.4. Угловые сварные соединения

Стыковые швы выполняются с небольшим утолщением 1 – 1,5 мм во избежание увеличения концентрации напряжения.

Обработка кромок под сварку зависит от толщины листов (рис. 4.5).

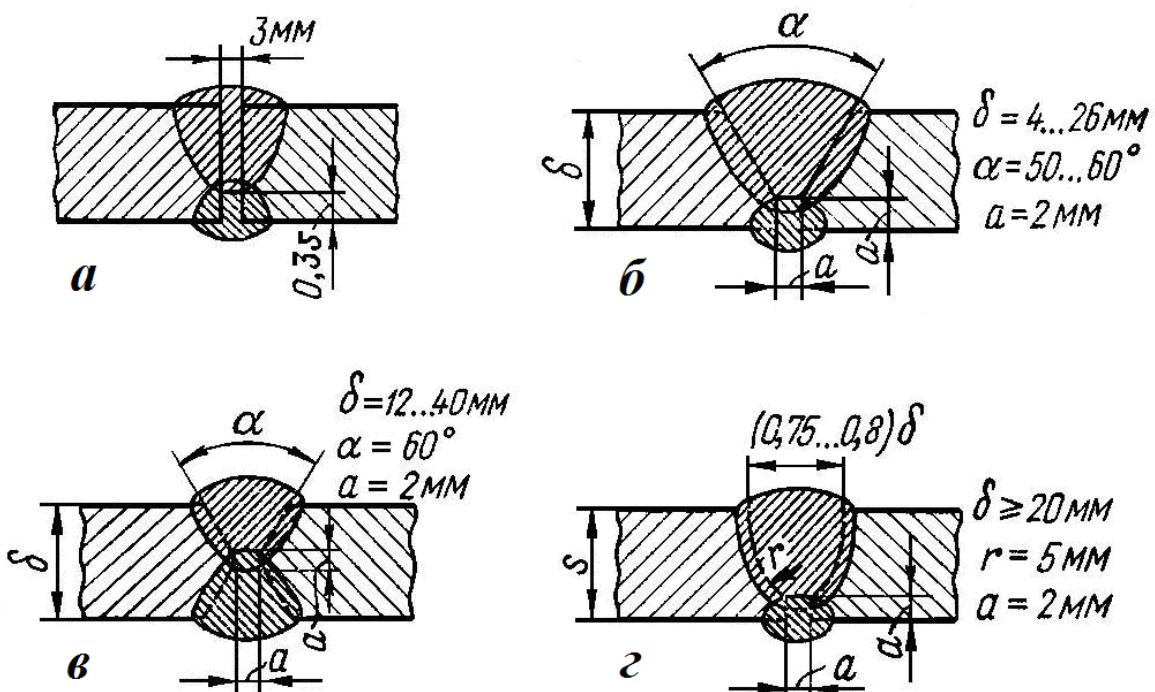


Рис. 4.5. Виды разделок кромок: *a* – без разделки; *б* – с V-образной разделкой; *в* – с X-образной разделкой; *г* – с U-образной разделкой

### 4.3. Расчет сварных швов

1. Стыковые швы рассчитывают без учета утолщения швов:

а) если стыковое соединение нагружено осевыми усилиями, т. е. сварной шов работает на растяжение или сжатие (см. рис. 4.1), то условие прочности выглядит следующим образом:

$$\sigma_{p,c} = \frac{F}{b \cdot \delta} \leq [\sigma]_{p,c},$$

где  $F$  – осевое усилие на сварное соединение, Н;  $b$  – длина шва, мм;  $\delta$  – толщина соединяемых деталей, мм;  $\sigma_{p,c}$  – расчетное напряжение растяжения (сжатия), МПа;  $[\sigma]_{p,c}$  – допускаемое напряжение растяжения (сжатия), МПа.

б) если стыковое соединение нагружено осевыми усилиями  $F$  и изгибающим моментом  $M$ , то суммарное напряжение определяется следующим образом (рис. 4.6):

$$\sigma_p = \frac{F}{b \cdot \delta} + \frac{M}{W} \leq [\sigma]_p,$$

где  $M$  – изгибающий момент, Н·мм;  $W$  – момент сопротивления сварного шва,  $\text{мм}^3$  ( $W_c = \frac{\delta \cdot b^2}{6}$ ).

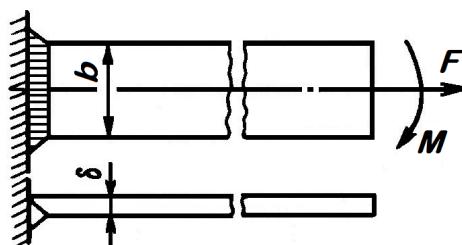


Рис. 4.6. Схема стыкового сварного соединения

2. Соединения внахлест, как правило, выполняются угловыми швами:

а) если угловые швы нагружены осевыми усилиями (рис. 4.7), то их рассчитывают на срез в плоскости, совпадающей с биссектрисой прямого угла.

Высота шва  $h = k \cos 45^\circ = 0,7k$ , а условие прочности

$$\tau_c = \frac{F}{0,7k \cdot b} \leq [\tau]_c,$$

где  $k$  – размер катета углового шва, мм;  $\tau_c$  – расчетное напряжение среза, МПа;  $[\tau]_c$  – допускаемое напряжение среза, МПа;

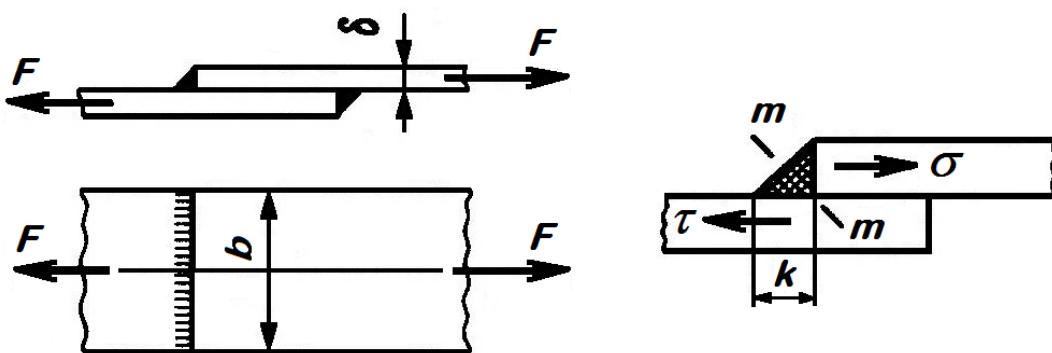


Рис. 4.7. Схема сварного соединения внахлест

б) если угловые швы нагружены осевыми силами и изгибающим моментом, то суммарное напряжение на срез и изгиб (МПа) определяется следующим образом:

$$\tau_c = \frac{F}{0,7k \cdot b} + \frac{M}{W_c} \leq [\tau]_c,$$

где  $M$  – изгибающий момент, Н-мм;  $W_c$  – момент сопротивления сварного шва,  $\text{мм}^3$  ( $W_c = \frac{\delta \cdot b^2}{6}$ ).

3. Тавровые и угловые соединения выполняются угловыми швами и их расчет ведется по рассмотренным выше зависимостям.

Допускаемые напряжения сварных швов при статических нагрузках для конструкций из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей принимают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла  $[\sigma]_{p.oc}$  (табл. 4.1).

Т а б л и ц а 4.1. Допускаемые напряжения сварных швов

Метод сварки	При растяжении $[\sigma]_p$	При сжатии $[\sigma]_c$	При срезе $[\tau]_c$
Автоматическая, ручная электродами Э42А и Э50А	$[\sigma]_{p.oc}$	$[\sigma]_{p.oc}$	$0,65 [\sigma]_{p.oc}$
Ручная электродами обыкновенного качества	$0,9 [\sigma]_{p.oc}$	$[\sigma]_{p.oc}$	$0,6 [\sigma]_{p.oc}$

**Пример 4.1.** Рассчитать соединение, выполненное ручной сваркой электродом Э42А и нагруженное по схеме *рис. 4.1*.

**Задано:**  $F = 30\,000$  Н,  $\delta = 5$  мм,  $b = 40$  мм, материал пластины Ст.3 ( $\sigma_T = 220$  МПа).

**Решение.** Принимаем длину сварного шва равной ширине пластины. Определяем допускаемые напряжения  $[\sigma]_p$  при коэффициенте запаса  $S = 1,4$ :

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{220}{1,4} = 157 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение

$$\sigma_p = \frac{F}{b \cdot \delta} = \frac{30\,000}{40 \cdot 5} = 150 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 157 \text{ МПа.}$$

**Пример 4.2.** Рассчитать кронштейн и сварное соединение, выполненное ручной сваркой электродом Э42А и нагруженное по схеме (*рис. 4.6*).

**Задано:**  $F = 2000$  Н,  $M = 5 \cdot 10^5$  Н·мм, толщина кронштейна  $\delta = 5$  мм, материал – сталь Ст.3. Принимаем  $[\sigma]_p = 157$  МПа (см. пример 4.1).

**Решение.** Определим высоту кронштейна  $b$  по условию его прочности, учитывая только нагрузку  $M$ .

$$W_c = \frac{\delta \cdot b^2}{6} = \frac{M}{\sigma_p}$$

$$\text{или } b = \sqrt{\frac{6M}{\delta[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 5 \cdot 10^5}{5 \cdot 157}} = 61,8 \text{ мм.}$$

Учитывая нагрузку  $F$ , принимаем  $b = 65$  мм. Проверяем прочность при суммарной нагрузке:

$$\sigma_p = \frac{6M}{\delta \cdot b^2} + \frac{F}{\delta \cdot b} = \frac{6 \cdot 5 \cdot 10^5}{5 \cdot 65^2} + \frac{2 \cdot 10^3}{5 \cdot 65} = 148,15 < [\sigma]_p = 157 \text{ МПа.}$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каковы преимущества и недостатки сварных соединений по сравнению с клепанными?

Каковы основные виды сварки и где их следует применять?

Какие типы сварных швов Вы знаете?

Как рассчитываютстыковые сварные швы при действии силы и момента?

Как рассчитывают угловые сварные швы при действии силы и момента?

## 5. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеевые соединения применяют для скрепления деталей из однородных и разнородных материалов. Технология склеивания состоит из подготовки склеиваемых поверхностей, нанесения на них клея, прижатия склеиваемых поверхностей и выдержки. Подготовка склеиваемых поверхностей предусматривает очистку их от пыли, обезжиривание и образование шероховатости.

При нанесении клея определенное значение имеет толщина клеевого слоя. Его оптимальные значения, влияющие на прочность соединения, находятся в пределах 0,05 – 0,15 мм.

Прижатие и выдержку соединяемых деталей производят при требуемых давлениях и температуре.

Наиболее распространенные виды клеевых соединений – внахлест,стык по косому срезу и с накладкой (рис. 5.1). Клеевые соединения лучше работают на срез, хуже – на растяжение.

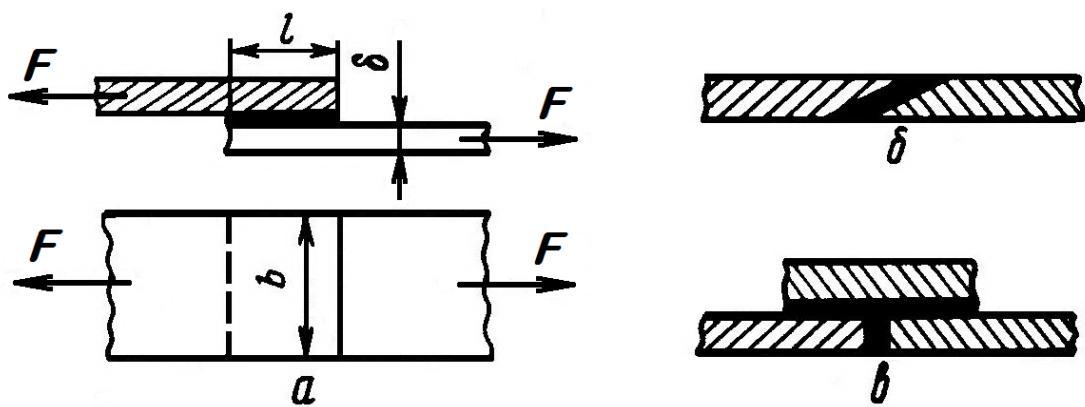


Рис. 5.1. Виды клеевых соединений:  
*а* – соединение внахлест; *б* – соединение встык;  
*в* – соединение встык с накладкой

Расчет клеевых соединений аналогичен расчету сварных соединений. Так, клеевой шов при соединении внахлест рассчитывается на срез по формуле

$$\tau_c = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau]_c,$$

где  $\tau_c$  – расчетное напряжение на срез, МПа; *F* – сила, действующая на соединение, Н; *b* – ширина соединяемых деталей, мм;  $[\tau]_c$  – допускаемое напряжение на срез клеевого шва, МПа; *l* – длина перехлеста соединяемых деталей, мм.

## 6. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 6.1. Общие сведения

Резьбовые соединения представляют собой детали, скрепляемые с помощью резьбовых крепежных элементов – болтов, гаек, винтов, шпилек (рис. 6.1) – или резьбы, нанесенной непосредственно на сопрягаемые детали. Болты вставляются в заранее просверленные отверстия, а винты и шпильки ввинчиваются в резьбовые отверстия скрепляемых деталей.

Резьбовые соединения относятся к разъемным соединениям. Резьба получается образованием на цилиндрическом или коническом стержне канавок с выступами определенного профиля, что и определяет тип резьбы. Так образуется наружная резьба. Резьба на гайках, в отверстиях деталей, куда ввинчиваются винты или шпильки, – внутренняя резьба. Для увеличения опорной поверхности головки болта, винта или гайки применяют шайбы (рис. 6.2).

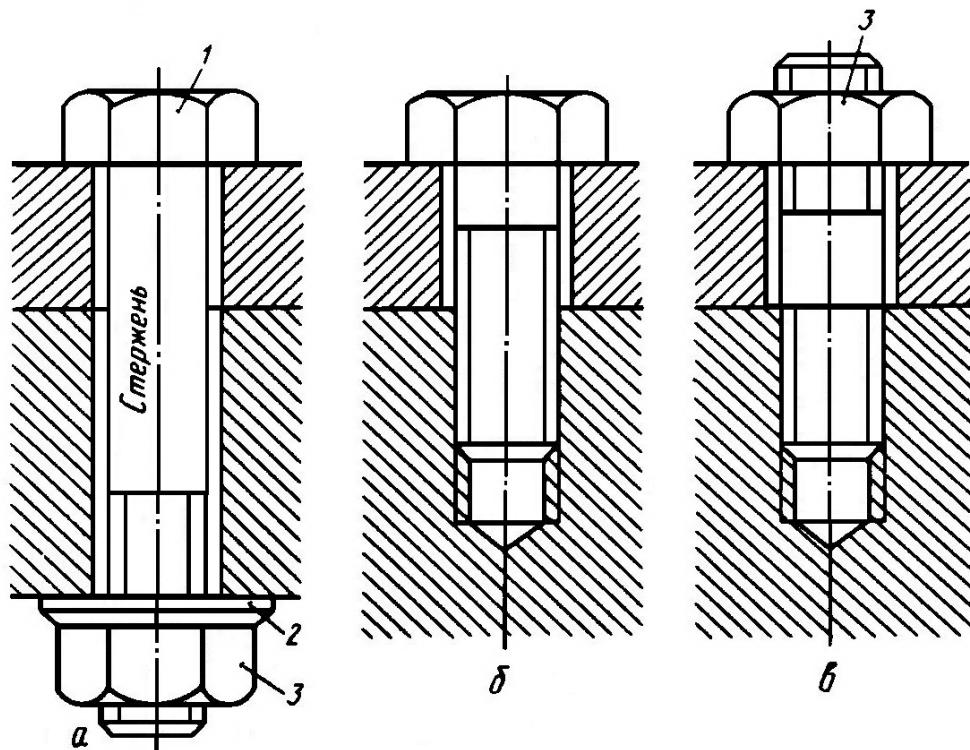


Рис. 6.1. Резьбовые соединения:  
а – болтовое соединение (1 – головка; 2 – шайба; 3 – гайка); б – винтовое соединение; в – шпилечное соединение

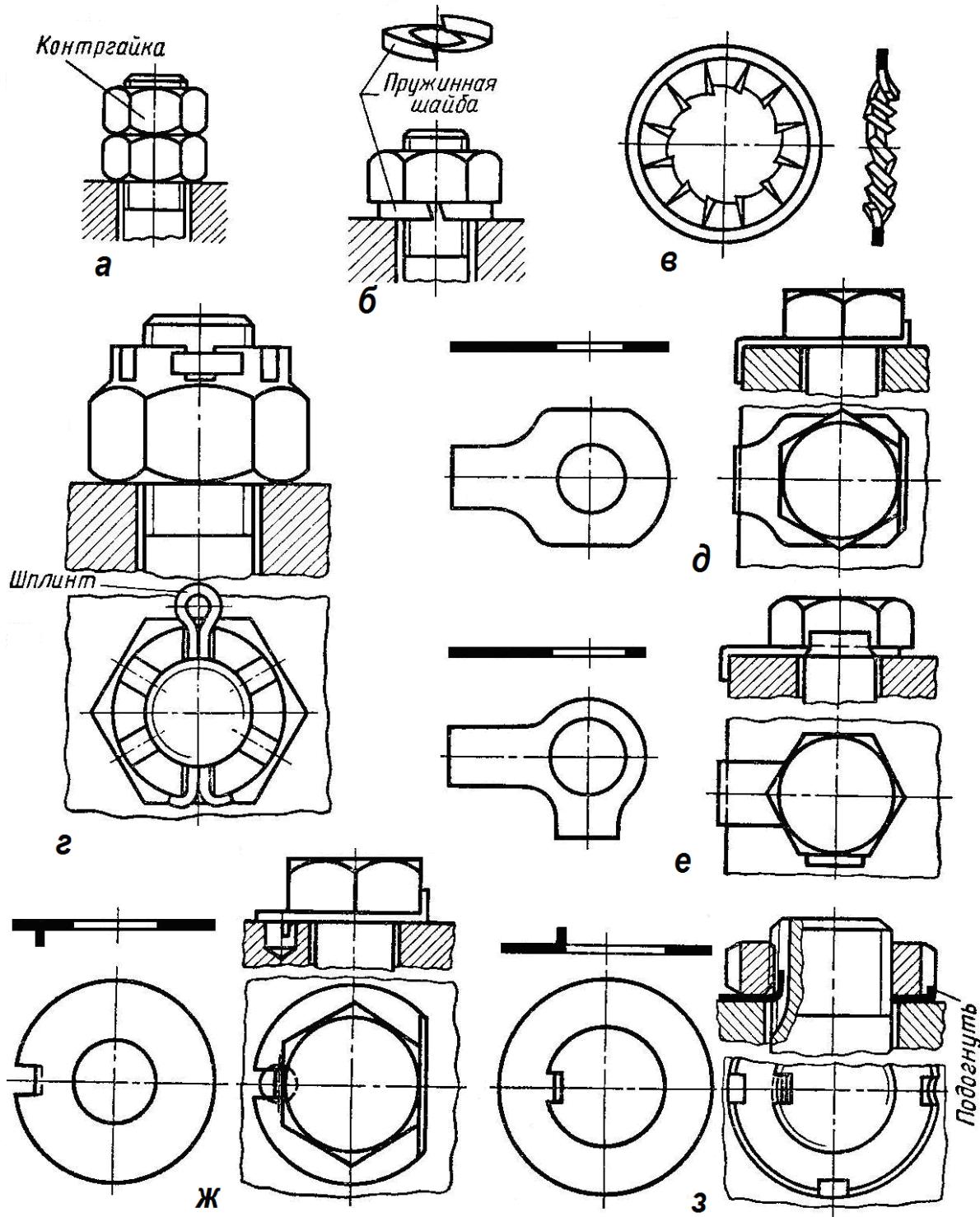


Рис. 6.2. Виды шайб и стопорных устройств, применяемых в резьбовых соединениях: *а* – соединение с контргайкой; *б* – соединение с пружинной шайбой; *в* – зубчатая шайба; *г* – соединение со сплинтом; *д*, *е*, *ж*, *з* – стопорные шайбы

По форме профиля различают резьбы треугольные, трапецидальные и круглые (рис. 6.3 и 6.4).

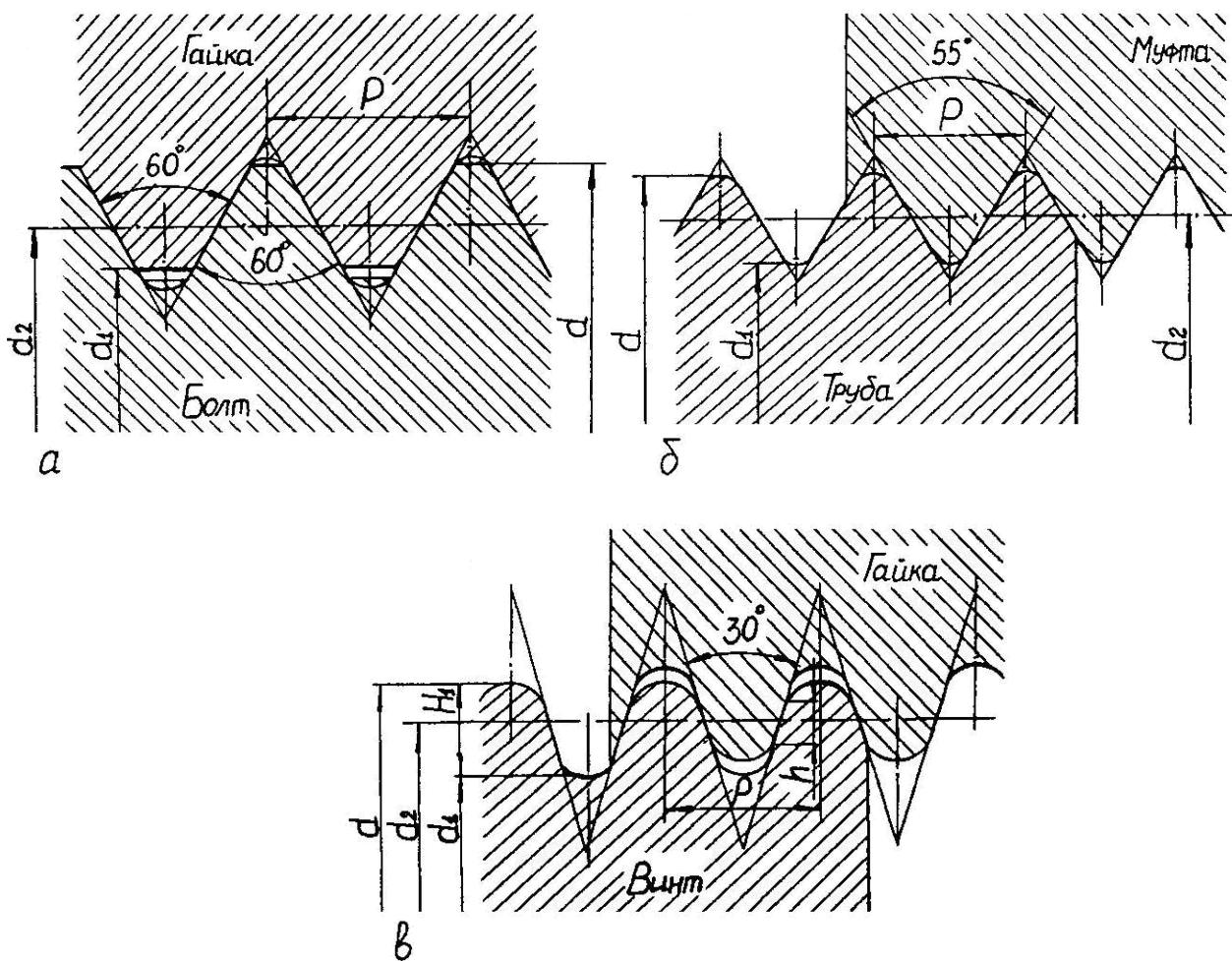


Рис. 6.3. Типы резьб: *а* – метрическая; *б* – трубная дюймовая; *в* – круглая

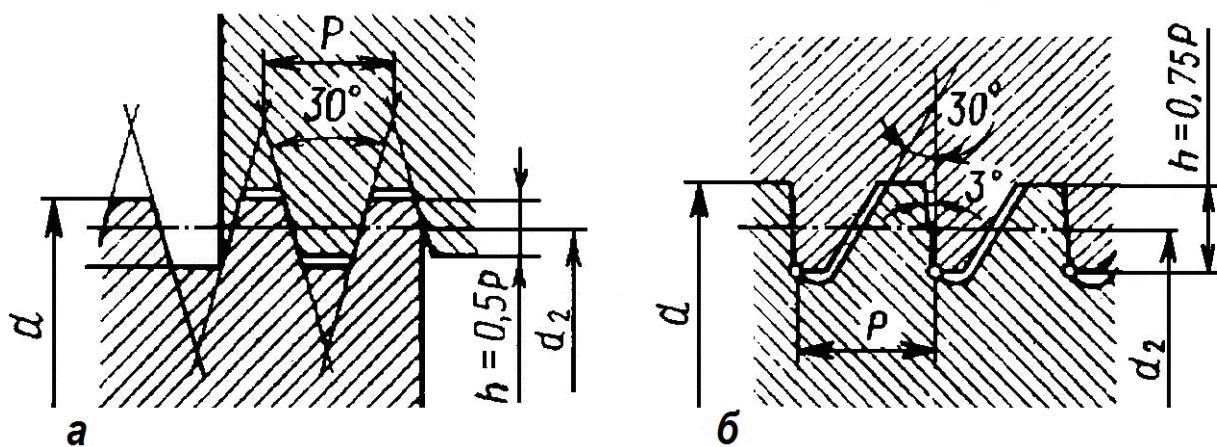


Рис. 6.4. Типы ходовых резьб: *а* – трапецидальная; *б* – упорная

Различают также резьбы правые и левые.

Наиболее часто применяется правая резьба, в этом случае болт, гайка, винт, шпилька ввинчиваются по часовой стрелке и вывинчиваются против часовой стрелки.

Начало резьбы определяется, как правило, с торца болта или винта. Если на торцах начало только одного витка резьбы, то это резьба однозаходная, если больше, то могут быть двух-, трех- и многозаходные.

В крепежных резьбовых соединениях применяются, как правило, однозаходные резьбы.

Основные параметры цилиндрической резьбы: форма и размер профиля, наружный  $d$ , внутренний  $d_1$  и средний  $d_2$  диаметры резьбы, шаг резьбы  $p$  – расстояние между одноименными точками двух витков резьбы.

Наружный диаметр  $d$  резьбы является номинальным. Средний диаметр определяется  $d_2 = 0,5(d + d_1)$ .

Типы часто применяемых резьб стандартизированы.

## 6.2. Виды и материалы крепежных элементов

Болты, винты, гайки, шайбы общего назначения, которые широко применяются в различных конструкциях, стандартизированы. Специальные крепежные изделия, которые имеют ограниченное применение, выпускаются по нормам заинтересованных организаций.

По форме головки стандартные болты общего назначения могут иметь шестигранную головку (рис. 6.5), шестигранную головку с отверстиями в ней (для проволоки в целях стопорения), полукруглую головку с квадратным подголовником или усом, потайную головку с усом и др. Преимущественное применение имеют болты с шестигранной головкой.

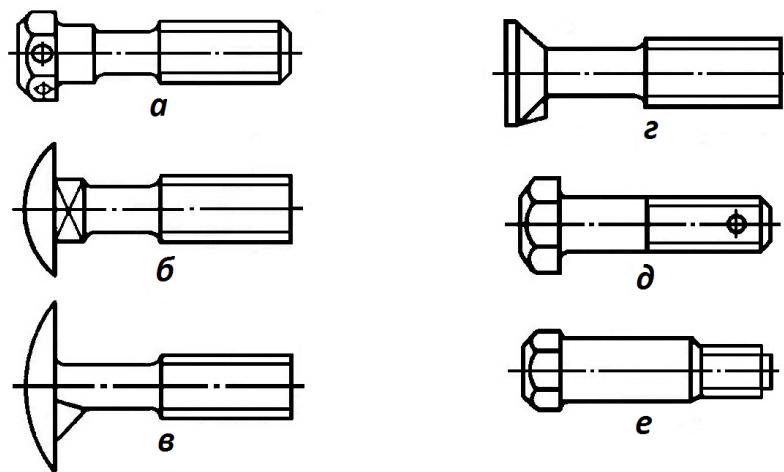
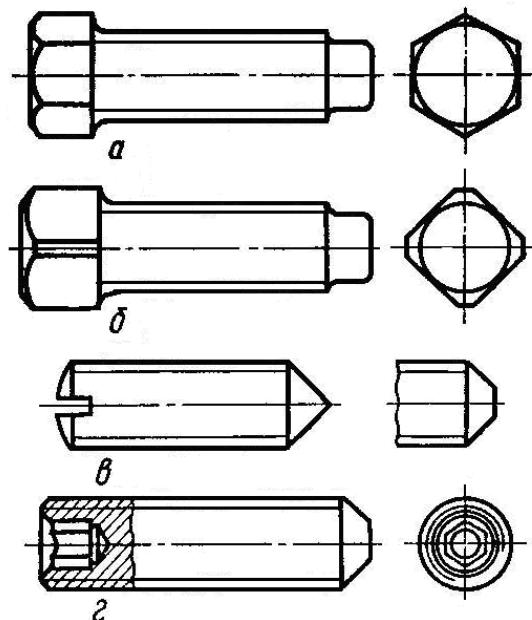


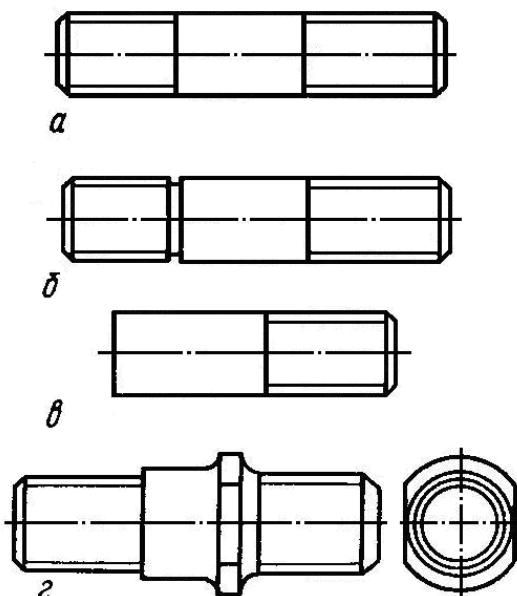
Рис. 6.5. Формы головок болтов:

*а* – шестигранная с отверстиями; *б* – полукруглая с квадратным подголовником; *в* – полукруглая с усом; *г* – потайная с усом; *д, е* – шестигранная

Винты общего назначения могут быть крепежными (ГОСТ 1489 – 80 ... 1491–80) и установочными (ГОСТ 10336–80 ... 10343–80), предотвращающими взаимное смещение деталей. Крепежные винты работают на растяжение, установочные – на сжатие. Установочные винты в отличие от крепежных имеют резьбу по всей длине стержня. Головки винтов изготавливают под ключ или под отвертку. На *рис. 6.6* изображены установочные винты с шестигранной и квадратной головками, под отвертку и с углублением под ключ. Шпильки представлены на *рис. 6.7*.



*Рис. 6.6.* Формы головок винтов:  
а – шестигранная; б – квадратная;  
в – под отвертку; г – с углублением  
под ключ



*Рис. 6.7.* Типы шпилек:  
а – обыкновенная; б – с канавкой;  
в – односторонняя;  
г – с выступом под ключ

Для изготовления болтов, винтов, гаек, шпилек общего назначения используют стали: Ст. 5, 10, 15, 40Х, 40ХНМА и др.

Сталь обыкновенная низкоуглеродистая применяется для неответственных деталей. При необходимости снизить массу или обеспечить электро- и теплоизоляцию, коррозионную стойкость резьбовые детали частично или полностью делают из пластмасс.

При работе резьбовые соединения от сотрясений и ударов могут саморазвинчиваться. Во избежание подобных явлений необходимо предусмотреть стопорение резьбовых элементов. Из наиболее простых и часто применяемых способов предотвращения самоотвинчивания следует отметить стопорение с помощью контргайки, пружинной шайбы, шплинта, шайбы стопорной с одной лапкой, с двумя лапками и др. (*см. рис. 6.2*).

### 6.3. Расчет болтовых соединений

Болтовые соединения делятся на ненапряженные, когда гайки завинчиваются легко, без больших усилий, и до приложения внешних нагрузок в таких соединениях не возникает напряжений, а также на напряженные, в которых гайки затягиваются с усилием при помощи ключа. В них возникает напряжение от усилия затяжки.

Рассмотрим несколько случаев расчета болтовых соединений.

1. Расчет болта в ненапряженном состоянии при осевой нагрузке (рис. 6.8). Болт в указанном случае рассчитывается на растяжение.

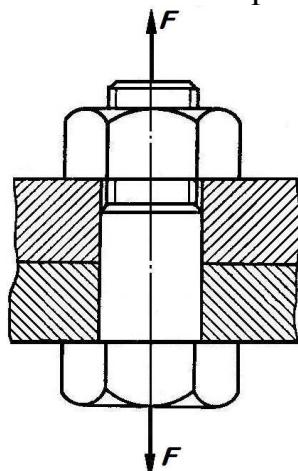


Рис. 6.8. Расчетная схема болта в ненапряженном состоянии при осевой нагрузке

Условие прочности болта

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_p,$$

где  $\sigma_p$  – действительное (расчетное) напряжение растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта, МПа;  $F$  – сила, растягивающая болт, Н;  $A$  – площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы,  $\text{мм}^2$ ;  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение на растяжение болта, МПа.

2. Расчет болта, нагруженного осевой силой и моментом, обусловленным затяжкой.

В указанном болтовом соединении возникают напряжения растяжения и скручивания от сил трения. Эквивалентное напряжение в опасном сечении болта определим по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\left[ \frac{4F}{\pi d_1^2} \right]^2 + 3 \left[ \frac{16T}{\pi d_1^3} \right]^2},$$

где  $\sigma_{\text{экв}}$  – эквивалентное напряжение в опасной точке;  $\sigma_p$  – напряжение растяжения в опасном сечении;  $\tau_k$  – наибольшее напряжение кручения;  $F$  – растягивающая сила;  $T$  – крутящий момент.

В приведенную формулу подставим значение крутящего момента

$$T = \frac{F \cdot d_2}{2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')},$$

где  $\psi$  – угол подъема резьбы;  $\varphi'$  – приведенный угол трения.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left[ \frac{4F}{\pi d_1^2} \right]^2 + 3 \left[ \frac{\frac{16F \cdot d_2}{2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}}{\pi d_1^3} \right]^2}.$$

Принимая для стандартных стальных болтов с метрической резьбой  $\psi = 2^\circ 30'$ ,  $\frac{d_2}{d_1} = 1,12$  и коэффициент трения  $f = 0,15$ , чему соответствует  $\varphi' = 8^\circ 40'$ , окончательно получим

$$\sigma_{\text{экв}} \approx 1,3 \sigma_p.$$

Таким образом, болт, работающий на растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение при увеличении расчетной силы в 1,3 раза:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F}{\pi [\sigma]_p}}.$$

3. Расчет болта, установленного в отверстие с зазором, нагруженного поперечной силой (рис. 6.9).

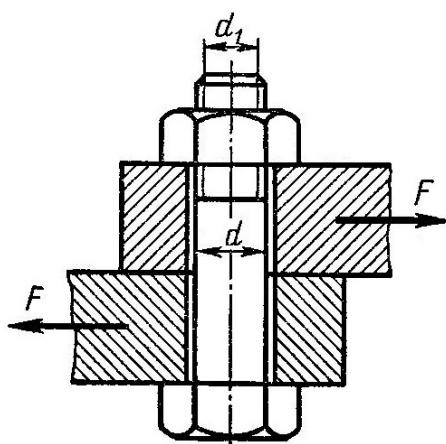


Рис. 6.9. Расчетная схема болта, установленного в отверстии с зазором, при поперечной нагрузке

Болт будет работать на растяжение. Для предотвращения сдвига сила затяжки болта  $F_3$  – должна быть такой, чтобы возникающая при этом на поверхности соединяемых деталей сила трения  $F_f$  была равна или больше поперечной силы  $F$ :

$$F_f \geq F.$$

Сила затяжки определится из условия

$$F_f = f \cdot F_3,$$

откуда

$$F_3 = \frac{F_f}{f},$$

где  $f$  – коэффициент трения между соединяемыми деталями; для стальных и чугунных деталей  $f = 0,15 - 0,2$ .

Окончательно

$$\sigma_p = \frac{kF_3}{A} \leq [\sigma]_p,$$

где  $k$  – коэффициент запаса ( $k = 1,3 - 1,5$ ).

4. Расчет болта, установленного в отверстии без зазора, нагруженного поперечной силой (рис. 6.10).

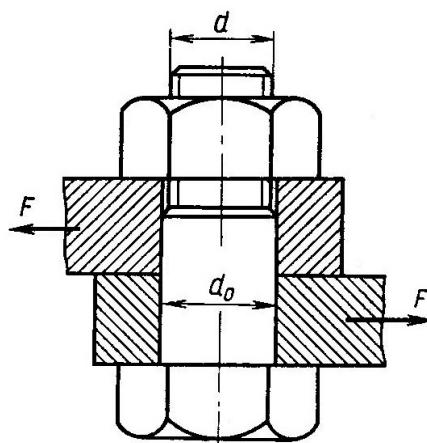


Рис. 6.10. Расчетная схема болта, установленного в отверстии без зазоров, при поперечной нагрузке

Болт рассчитывается на срез, условие прочности болта

$$\tau_c = \frac{F}{A} \leq [\tau]_c,$$

где  $\tau_c$  – действительное расчетное напряжение среза, МПа;  $A$  – площадь болта в опасном сечении,  $\text{мм}^2$ ;  $F$  – поперечная сила, Н;  $[\tau]_c$  – допускаемое напряжение на срез, МПа.

При расчете болтов допускаемые напряжения на растяжение и срез определяются по формулам

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]}; [\tau]_c = (0,2 - 0,3) \sigma_T,$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта, МПа (см. *приложение*);  $[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности: при контролируемой затяжке для болтов из углеродистой стали  $[S]=1,6$ , для болтов из легированной стали  $[S]=2$ , при неконтролируемой затяжке  $F_3$  берется в зависимости от диаметра резьбы.

5. Расчет предварительно затянутого болта, нагруженного внешней осевой растягивающей силой (*рис. 6.11, а*).

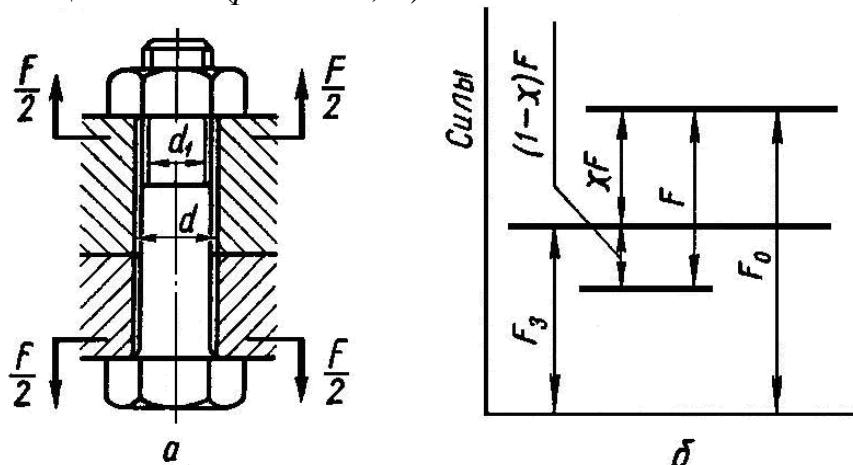


Рис. 6.11. Расчетная схема предварительно затянутого болта, нагруженного внешней осевой растягивающей силой:

*а* – направления действия внешней силы; *б* – распределение сил после приложения внешней нагрузки

Для большинства резьбовых соединений требуется предварительная затяжка болтов, которая обеспечивает плотность соединения (фланцы трубопроводов, крышки теплообменных аппаратов и сосудов, работающих под давлением). Под действием силы предварительной затяжки  $F_3$  болт растягивается (*рис. 6.11, б*), а деталисты сжимаются. При действии внешней силы  $F$  на болтовое соединение только ее часть  $\chi F$  дополнительно нагружает болт, а остальная часть  $(1-\chi)F$  идет на разгрузку стыка. Коэффициент  $\chi$

называют коэффициентом внешней нагрузки. При действии внешней силы  $F$  болт растягивается на величину  $\chi F \lambda_{\sigma}$ , а стык разожмется на такую же величину

$$(1 - \chi) F \lambda_D, \text{ т.е. } (1 - \chi) F \lambda_D = \chi F \lambda_{\sigma},$$

где  $\lambda_D$  – коэффициент податливости соединяемых деталей;  $\lambda_{\sigma}$  – коэффициент податливости болта. Отсюда следует, что

$$\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_{\sigma} + \lambda_D}.$$

Коэффициент податливости болта равен

$$\lambda_{\sigma} \frac{l}{AE},$$

где  $l$  – длина деформируемой части болта;  $A$  – площадь поперечного сечения стержня болта;  $E$  – модуль упругости материала болта.

Для определения коэффициента податливости соединяемых деталей  $\lambda_D$  используют метод профессора И. И. Бобарыкова.

Он установил, что деформации соединяемых деталей происходят в конусах давления (рис. 6.12), наружный диаметр которых "а" равен диаметру опорной поверхности гайки, болта или шайбы. Угол  $\alpha$  приблизительно равен  $45^\circ$ .

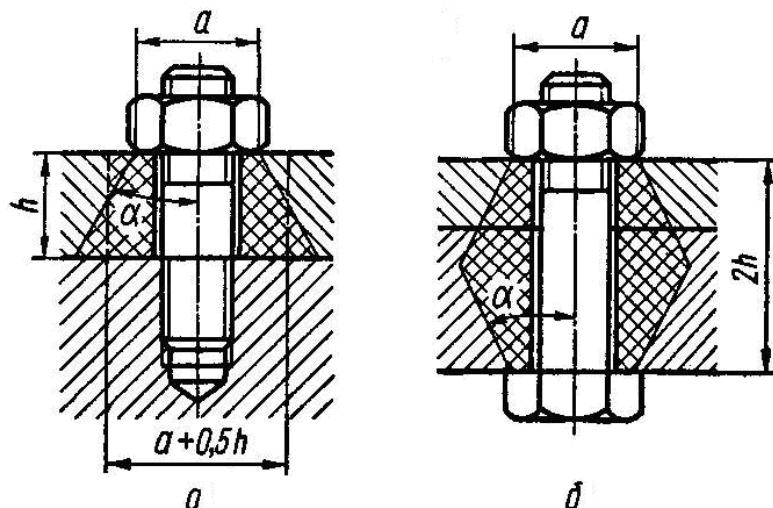


Рис. 6.12. Конусы давления:  
а – в случае соединения шпилькой или винтом; б – в болтовом соединении

Для упрощения расчетов конус заменяют цилиндром, диаметр которого равен среднему диаметру конуса, т. е. коэффициент податливости детали

$$\lambda_D = \frac{h_1}{A_1 E_1} + \frac{h_2}{A_2 E_2} + \dots + \frac{h_n}{A_n E_n},$$

где..  $h_1, h_2, \dots h_n$  – толщина соединяемых деталей;  $A_1, A_2, \dots A_n$  – площади поперечных сечений цилиндров давлений;  $E_1, E_2, \dots E_n$  – модули упругости материалов деталей.

При большой податливости болта и малой податливости деталейстыка коэффициент  $\chi$  мал и почти вся внешняя сила  $F$  идет на разгрузкустыка. В этом случае при отсутствииупругихпрокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ . При наличииупругихпрокладок, когда  $\lambda_D$  велик, а  $\lambda_\sigma$  мал, коэффициент  $\chi$  имеет большое значение и может бытьблизок к единице. Условие невозможности раскрытиястыка

$$F_3 = K(1 - \chi)F,$$

где  $K$  – коэффициент затяжки болта;  $K = 1,25 \dots 2,0$  – в соединениях безпрокладок;  $K = 2 \dots 4$  – при переменной внешней нагрузке;  $K = 4 \dots 5$  – приупругихпрокладках.

Отсюда растягивающая сила  $F_0$  – действующая на болт после приложения внешней нагрузки  $F$ , будет

$$F_0 = F_3 + \chi F = K(1 - \chi)F + \chi F = [K(1 - \chi) + \chi]F.$$

Расчетная нагрузка  $F_p$  с учетом крутящего момента при затяжке будет

$$F_p = 1,3F_3 + \chi F.$$

По расчетной нагрузке определяем диаметр болта

$$F_p = \frac{\pi d_1^2 \cdot [\sigma]_p}{4}; d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma]_p}}.$$

По внутреннему диаметру резьбы подбираем диаметр болта  $d$ .

6. Расчет группы болтов сводится к определению нагрузки на один наиболее нагруженный болт, который рассчитывается методом, указанным ранее. Различают группы болтов нагруженных одинаково (фланцы и крышки сосудов под давлением и т.п.) и нагруженные не одинаково (кронштейны и т.п.).

Рассмотрим соединение с одинаковым нагружением болтов силой  $R$ . В этом случае нагрузка на один болт будет равна

$$F = \frac{R}{z},$$

где  $z$  – количество болтов.

Рассмотрим соединение при неравномерном нагружении болтов (рис. 6.13).

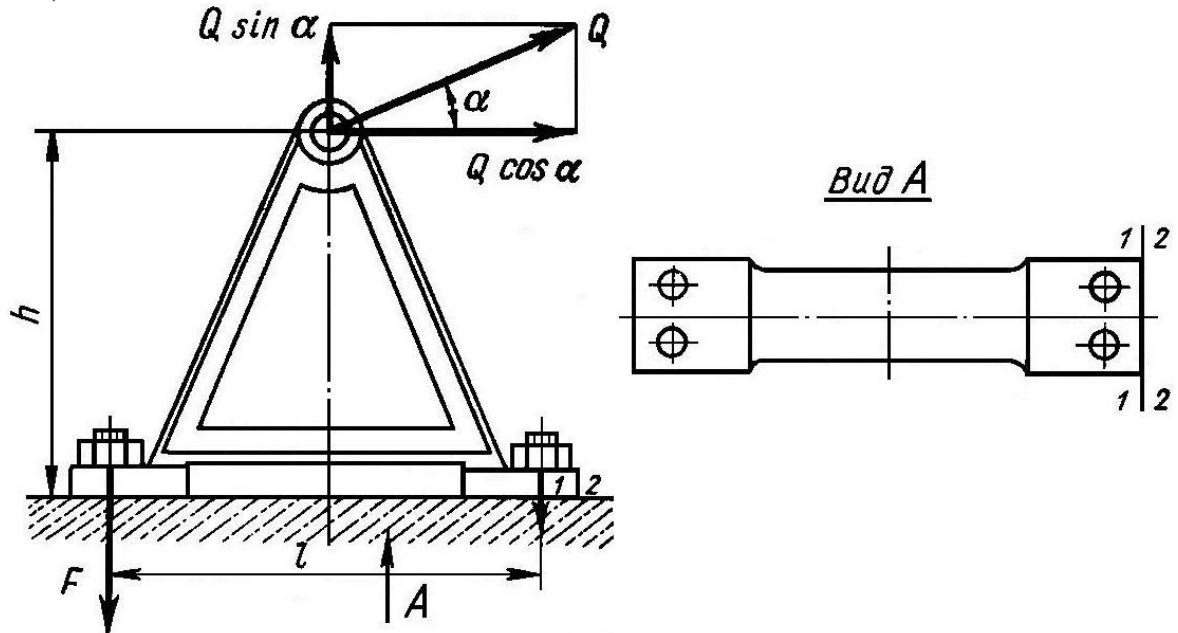


Рис. 6.13. Расчетная схема группы болтов, крепящих стойку к бетонному основанию

Кронштейн нагружен силой  $Q$ , действующей на стойку под углом  $\alpha$ . Разложим эту силу на горизонтальную составляющую  $Q \cos \alpha$  и вертикальную  $Q \sin \alpha$ .

Под действием вертикальной силы на каждый болт приходится внешняя осевая сила

$$F_1 = \frac{Q \sin \alpha}{z},$$

где  $z$  – количество болтов.

Горизонтальная сила стремится сдвинуть стойку вправо. Для этого обеспечим необходимую силу трения, которая с учетом коэффициента запаса  $k = 1,2$  будет равна

$$kF_2 f \geq Q \cos \alpha.$$

Отсюда

$$F_2 = \frac{1,2Q \cos \alpha}{zf},$$

где  $F_2$  – сила затяжки болта;  $f$  – коэффициент трения.

Кроме того на стойку действует опрокидывающий момент, равный  $Q \cos \alpha \cdot h$ . Можно считать, что стойка будет стремиться опрокинуться относительно линии 1 – 1. В этом случае наиболее нагруженными будут болты, расположенные слева. Тогда уравнение будет иметь вид

$$(Q \cos \alpha) h = \frac{F_3 \cdot l \cdot z}{2},$$

где  $F_3$  – внешняя сила, приходящая на один наиболее нагруженный болт;  $h$  и  $l$  – соответственно плечи сил  $Q \cos \alpha$  и  $\frac{F_3 \cdot z}{2}$ .

Отсюда полная внешняя осевая сила  $F$ , приходящаяся на наиболее нагруженный болт, будет

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = \frac{Q \sin \alpha}{z} + \frac{1,2 Q \cos \alpha}{z \cdot f} + \frac{(2 Q \cos \alpha) h}{z \cdot l}.$$

**Пример 6.1.** Рассчитать болт, соединяющий кронштейн и нагруженный силой  $F = 5000$  Н по схеме (*рис. 6.8.*). Соединение ненапряженное. Болт изготовлен из стали 45 и подвергнут термообработке до HRC 35. Предел текучести при этом  $\sigma_T = 650$  МПа.

**Решение.** Определяем допускаемое напряжение  $\sigma_p$  при коэффициенте запаса прочности  $[S] = 4$ :

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{650}{4} \approx 162 \text{ МПа.}$$

Внутренний диаметр резьбы, мм

$$d_1 = \sqrt{\frac{F_p}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{5000}{3,14 \cdot 162}} = 9,9.$$

Принимаем болт M12 с внутренним диаметром резьбы  $d_1 = 10,1$  мм.

**Пример 6.2.** Рассчитать болт, нагруженный силой  $F = 10\,000$  Н по схеме (*рис. 6.9*). Материал болта – сталь 45 ( $\sigma_T = 650$  МПа при HRC 35).

**Решение.** Определим усилие затяжки  $F_3$ :

$$F_3 = \frac{F}{f} = \frac{10\,000}{0,15} = 66\,666,66 \text{ Н.}$$

Внутренний диаметр резьбы, мм

$$d_1 = \sqrt{\frac{k F_3}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 66\,666,66}{3,14 \cdot 162}} = 13,542.$$

Принимаем болт M16 с внутренним диаметром резьбы  $d_1 = 13,8$  мм.

**Пример 6.3.** Рассчитать болт, установленный в отверстии без зазора (*рис. 6.10*) и нагруженный силой  $F = 10\,000$  Н.

Материал болта – сталь 45. Термообработка – HRC 35.

**Решение.** Определить допускаемое напряжение среза  $[\tau]_c$ :

$$[\tau]_c = 0,2\sigma_T = 0,2 \cdot 650 = 130 \text{ МПа.}$$

Определяем диаметр болта, мм

$$d_0 = \sqrt{\frac{F}{\pi[\tau]_c}} = \sqrt{\frac{10000}{3,14 \cdot 130}} = 4,9.$$

Принимаем болт М6 по ГОСТ 7817 – 72 для отверстий из-под развертки, имеющий диаметр стержня  $d_0 = 7$  мм.

**Пример 6.4.** Рассчитать болты, соединяющие крышку с цилиндрическим сосудом для сжатого воздуха (рис. 6.14). Исходные данные:  $D = 400$  мм – внутренний диаметр сосуда;  $p = 0,5$  МПа – давление воздуха в цилиндре;  $z = 16$  – число болтов на крышке цилиндра; крышка установлена без прокладок.

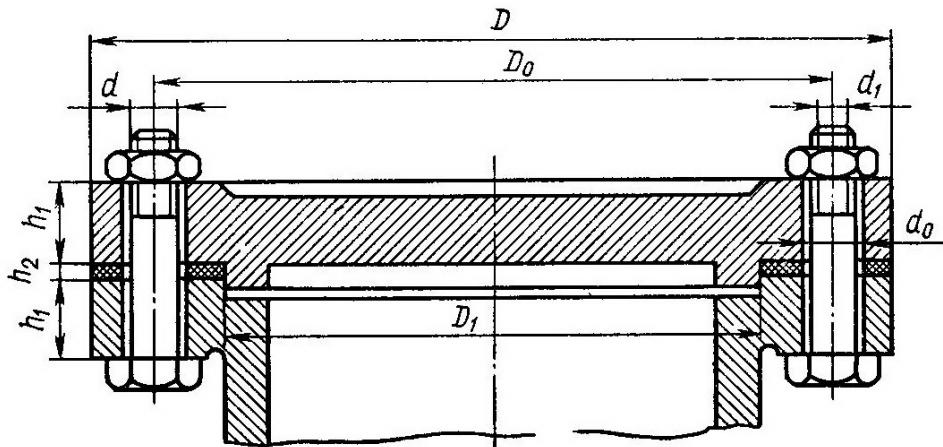


Рис. 6.14. Расчетная схема болтов, соединяющих крышку с цилиндрическим сосудом для сжатого воздуха

**Решение.** Примем материал болтов за сталь 45 с термообработкой HRC 42, обеспечивающей допускаемые напряжения  $[\sigma]_p = 210$  МПа. Внешняя сила  $F$ , приходящаяся на один болт, будет

$$F = \frac{p(\pi D^2)}{4 \cdot z} = \frac{0,5(3,14 \cdot 400^2)}{4 \cdot 16} = 3925 \text{ Н.}$$

Принимаем коэффициент внешней нагрузки  $\chi = 0,3$  и коэффициент затяжки болта  $K = 1,5$ .

Тогда получим

$$F_0 = [K(1 - \chi) + \chi]F = [1,5(1 - 0,3) + 0,3] \cdot 3925 = 5887,5 \text{ Н.}$$

Диаметр внутренней резьбы болта, мм

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma]_p}} = 1,13 \sqrt{\frac{5887,5}{210}} = 9,1.$$

Принимаем болт М12 с внутренним диаметром резьбы  $d_1 = 10,1$  мм.

**Пример 6.5.** Рассчитать болты, крепящие кронштейн (рис. 6.13).

**Дано:** сила  $Q = 1600$  Н;  $\alpha = 30^\circ$ ;  $l = 200$  мм;  $h = 200$  мм;  $z = 4$  – количество болтов;  $f = 0,15$  – коэффициент трения;  $K = 1,2$  – коэффициент запаса сдвига.

**Решение.** Вертикальная сила  $F_1$ , приходящаяся на один болт,

$$F_1 = \frac{Q \sin \alpha}{z} = \frac{1600 \cdot \sin 30^\circ}{4} = 182 \text{ Н.}$$

Сила затяжки болта  $F_2$ , приходящаяся на один болт,

$$F_2 = \frac{KQ \cos \alpha}{zf} = \frac{1,216 \cdot 1600 \cos 30^\circ}{4 \cdot 0,15} = 2851 \text{ Н.}$$

Сила, действующая на наиболее нагруженный болт от опрокидывающего момента,

$$F_3 = \frac{(2Q \cos \alpha)h}{z \cdot l} = \frac{(2 \cdot 1600 \cdot \cos 30^\circ)200}{4 \cdot 200} = 713 \text{ Н.}$$

Суммарная внешняя нагрузка  $F$ , приходящаяся на наиболее нагруженный болт,

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = 182 + 2851 + 713 = 3746 \text{ Н.}$$

Внутренний диаметр резьбы болта, мм

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}} = 1,13 \sqrt{\frac{3746}{90}} = 8,38,$$

где  $[\sigma]_p = 90$  МПа – допускаемые напряжения для стали Ст.3.

Принимаем болты М12 с внутренним диаметром резьбы  $d_1 = 10,918$  мм.

#### 6.4. Силовые соотношения, условия самоторможения и КПД винтовой пары

Рассмотрим соотношения между силами, действующими в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Развернем виток прямоугольной резьбы винта по среднему диаметру  $d_2$  в наклонную плоскость, а гайку заменим ползуном (рис. 6.14, а). Подъему ползуна по наклонной плоскости соответствует навинчивание гайки на винт.

Как известно из теоретической механики, сила взаимодействия  $F$  между наклонной плоскостью и ползуном, возникающая при движении его по

наклонной плоскости, представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения между ними и наклонена к нормали  $n$  поверхности их соприкосновения под углом трения  $\varphi$ .

Разложим силу  $F$  на две составляющие: осевую силу  $F_a$ , действующую на винтовую пару, и окружную силу  $F_t$ , вращающую гайку при ее навинчивании (в других случаях вращающую винт при его ввинчивании).

Из чертежа разложения сил (рис. 6. 14, а) следует, что

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (6.1)$$

где  $\psi$  – угол подъема резьбы.

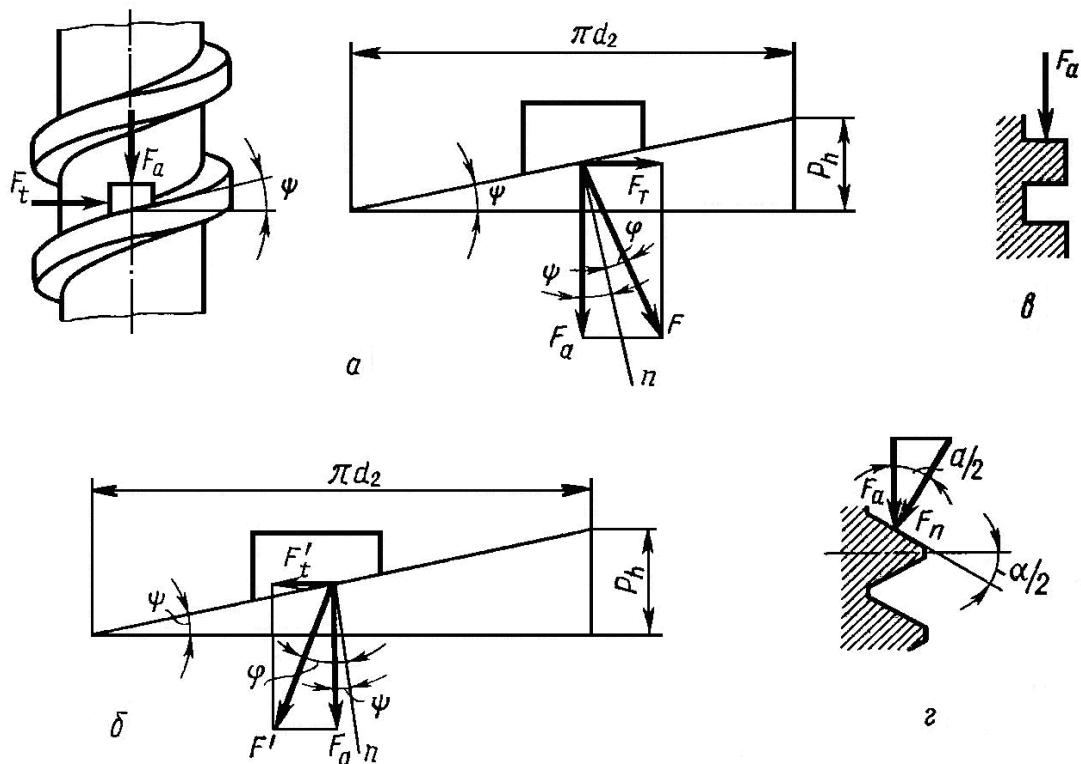


Рис. 6.14. К определению силовых соотношений винтовой пары

Очевидно, что крутящий момент  $T$  в резьбе, создаваемый силой  $F_t$

при навинчивании гайки или ввинчивании винта,

$$T = 0,5d_2 \cdot F_t,$$

или

$$T = 0,5d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \quad (6.2)$$

Спуску ползуна по наклонной плоскости (рис. 6.14, б) соответствует отвинчивание гайки или винта. В этом случае при разложении силы взаимодействия  $F$  между наклонной плоскостью и ползуном на осевую силу  $F_a$  и окружную силу  $F'_t$  имеем

$$F'_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi).$$

Очевидно, что при  $F'_t \geq 0$  (что соответствует условию  $\operatorname{tg}(\varphi - \psi) \geq 0$ ) резьба будет самотормозящей. Следовательно, условие самоторможения прямоугольной резьбы математически определяется условием  $\psi \leq \varphi$ . При подъеме ползуна по наклонной плоскости движущей силой  $F_t$  (рис. 6.14, а) на высоту, равную ходу резьбы  $P_h$ , работа движущих сил

$$A_{Д.С.} = F_t \pi d_2, \quad (6.3)$$

а работа сил полезных сопротивлений

$$A_{П.С.} = F_a \cdot P_h = F_a \cdot \pi d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi. \quad (6.4)$$

Коэффициент полезного действия  $\eta$  винтовой пары с прямоугольной резьбой при навинчивании гайки или ввинчивании винта (см. формулы (6.3), (6.4) и (6.1))

$$\eta = \frac{A_{П.С.}}{A_{Д.С.}} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_t \pi d_2} = \frac{F_a \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)},$$

или

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}. \quad (6.5)$$

Из формулы (6.5) следует, что для самотормозящей винтовой пары, где  $\psi \leq \varphi$ ,  $\eta \leq 0,5$ .

Рассмотрим силовые соотношения, условия самоторможения и к. п. д. винтовой пары с треугольной или трапецидальной резьбой. Так как рассуждения и выводы для указанных резьб одинаковы, то рассмотрим их применительно к треугольной резьбе. Если в рассмотренной винтовой паре заменим прямоугольную резьбу треугольной, то сила трения в резьбе, а следовательно, и окружная сила винтовой пары будут иметь другие значения. Определим силы трения и установим соотношения между силами трения в прямоугольной и треугольной резьбах. Для упрощения выводов угол наклона резьбы примем равным нулю. Сила трения для прямоугольной резьбы (рис. 6.14, в)

$$F_f = f \cdot F_a,$$

где  $f$  – коэффициент трения. Сила трения для треугольной (рис. 6.14, г) или трапецидальной резьбы

$$F'_f = f \cdot F_n = \frac{f \cdot F_a}{\cos \frac{\alpha}{2}} = f' \cdot F_a,$$

где  $\alpha$  – угол профиля резьбы, а  $f'$  – приведенный коэффициент трения:

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (6.6)$$

Из формулы (6.6) следует, что по сравнению с прямоугольной резьбой в треугольной и трапецидальной резьбах трение больше. Для нормальной метрической резьбы  $\alpha = 60^\circ$  и  $f' = 1,5f$ ; для трапецидальной резьбы  $\alpha = 60^\circ$  и  $f' = 1,04f$ , следовательно, в этой резьбе трение больше, чем в прямоугольной резьбе, но меньше, чем в треугольной.

Очевидно, что соотношению коэффициентов трения  $f$  и  $f'$  соответствует соотношение между углами трения  $\varphi$  и  $\varphi'$ , где  $\varphi'$  – приведенный угол трения (по аналогии с формулой (6.6), считая тангенсы малых углов равными самим углам):

$$\varphi' \approx \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Соотношения между силами в прямоугольной и треугольной резьбах аналогичны. Поэтому по аналогии с формулами (6.1), (6.2) и (6.5) следует, что для треугольной или трапецидальной резьбы окружная сила

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (6.7)$$

крутящий момент в резьбе

$$T = 0,5d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (6.8)$$

Условие самоторможения определяется выражением  $\psi \leq \varphi'$ , коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}, \quad (6.9)$$

а для самотормозящей винтовой пары, где  $\psi \leq \varphi'$ ,  $\eta \leq 0,5$ .

Момент трения  $T_f$  на торце гайки или головки винта при их завинчивании определяют следующим образом. Торцевая опорная поверхность гайки или головки винта (рис. 6.15) принимается кольцевой с наружным диаметром  $D$ , равным раствору ключа, и внутренним диаметром  $d_0$ , равным диаметру отверстия под болт, винт или шпильку.

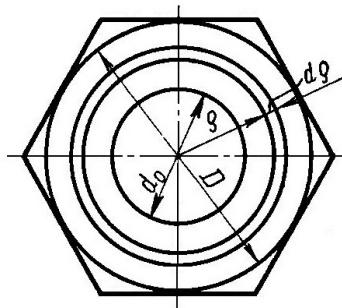


Рис. 6.15. К определению момента трения  $T_f$  на торце гайки или головки винта при их завинчивании

Принято считать, что давление на опорной поверхности распределяется равномерно, т. е.

$$p = \frac{F}{\pi(D - d_0^2)}.$$

Таким образом, момент трения на торце гайки или головки винта

$$T_f = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D}{2}} 2\pi\rho d\rho p f \rho,$$

или окончательно

$$T_f = \left( \frac{fF}{3} \right) \left[ \frac{(D^3 - d_0^3)}{(D^2 - d_0^2)} \right]. \quad (6.10)$$

Для упрощения расчетов часто принимают, что равнодействующая силы трения  $fF$  на опорной поверхности гайки или головки винта действует по касательной к окружности среднего диаметра  $d_c$ , опорной поверхности и момент

$$T_f = \frac{fFd_c}{2}, \quad (6.11)$$

где

$$d_c = 0,5(d_0 + D). \quad (6.12)$$

По сравнению с формулой (6.10) формула (6.12) при технических расчетах дает вполне достаточную точность.

Очевидно, что момент завинчивания гайки или ввинчивания установочного винта (см. п. 6.3)

$$T_3 = T + T_f. \quad (6.13)$$

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

Какие профили резьбы применяют в стандартных резьбах?

В каких случаях следует применять метрические, а в каких – трапецидальные резьбы?

Как предотвращают самоотвинчивание резьбовых соединений?

Какие материалы используют для изготовления стандартных резьбовых деталей?

Как рассчитать болтовое соединение, нагруженное продольной силой при действии статических нагрузок?

Как рассчитать болтовое соединение, нагруженное поперечной силой при действии статических нагрузок?

Как рассчитать предварительно затянутые болты, нагруженные внешней осевой силой?

Как рассчитать группу неравномерно нагруженных болтов?

## **7. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ**

### **7.1. Общие сведения**

Шпоночные и шлицевые соединения служат для соединения вала с насыженными на него деталями (зубчатые колеса, шкивы и т. п.) и для передачи крутящего момента от вала на деталь, или наоборот. Шпоночные соединения просты по конструкции и дешевле в изготовлении. Но такие соединения недостаточно надежны в работе при значительных динамических нагрузках.

Шлицевые соединения хорошо работают при значительных динамических нагрузках благодаря значительной поверхности контакта соединяемых деталей и более точному центрированию. Шлицы делают вал более жестким и прочным, а ступица ослабляется меньше благодаря меньшей высоте шлицов по сравнению со шпонками. Однако изготовление таких соединений требует специального оборудования, повышенной точности изготовления, что повышает их стоимость.

Шпоночные соединения делятся на ненапряженные и напряженные.

В ненапряженных соединениях шпонки закидываются легко без усилия, и до приложения внешних нагрузок в соединении нагрузок не возникает. Такого типа соединения образуются призматическими (*рис. 7.1, а*) и сегментными (*рис. 7.2*) шпонками.

Напряженные соединения образуют клиновые шпонки, которые в настоящее время имеют ограниченное применение.

Шлицевые (зубчатые) соединения могут иметь прямобочные, эвольвентные и треугольные шлицы, которые выполняют за одно целое с валом. Количество шлицев зависит от диаметра вала. Центрирование шлицевых

соединений производится по боковым граням, а также по боковым граням и наружному или внутреннему диаметру вала.

## 7.2. Призматические шпонки

Шпонки этого типа делятся на обычновенные (ГОСТ 23360 – 78) и высокие (ГОСТ 10748 – 79). Наиболее распространены призматические обычновенные шпонки, которые применяют для валов с диаметрами от 12 до 500 мм (*рис. 7.1*). Рабочими гранями шпонки являются боковые грани. Примерно половина их высоты расположена в пазу вала и половина – в пазу ступицы (см. *рис. 7.1*).

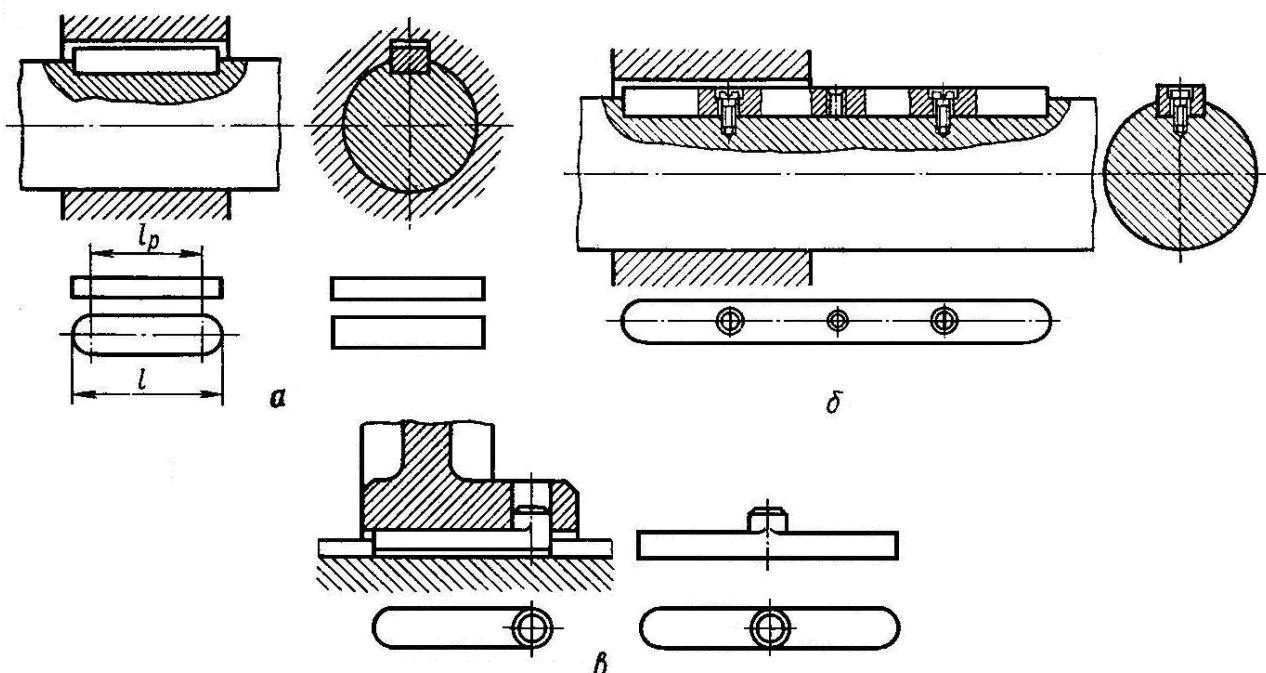


Рис. 7.1. Схема соединений призматическими шпонками: *а* – соединение обычновенной шпонкой; *б* – соединение с направляющей шпонкой; *в* – соединение шпонкой с головкой

Размеры сечений шпонки и пазов определяют, исходя из диаметра вала, длина шпонки берется немного меньше длины ступицы (*табл. 7.1*).

Призматические шпонки в основном рассчитываются на смятие боковых граней:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{cm},$$

где  $\sigma_{cm}$  – расчетные напряжения смятия, МПа;  $F$  – усилие, действующее на боковую грань шпонки, Н;  $A$  – площадь шпонки, воспринимающая усилие  $F$ ,  $\text{мм}^2$ .

Таблица 7.1. Шпонки призматические. Номинальные размеры, мм  
(ГОСТ 23360 – 78)

Вместо фасок  $c \times 45^\circ$  допускается назначать радиусы скругления  $r_1$

$d$	$b$	$h$	$t$	$t_1$	$r$		$c$ или $r_1$		$L$
					min	max	min	max	
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	0,08	0,16	0,16	0,25	6–20
Св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4					6–36
Св. 10 до 12	4	4	2,5	1,8	0,08	0,16	0,16	0,25	8–45
Св. 12 до 17	5	5	3,0	2,3					10–56
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8	0,16		0,25	0,40	14–70
Св. 22 до 30	8	7	4,0						18–90
Св. 30 до 38	10				3,3				22–110
Св. 38 до 44	12	8	5,0						28–140
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8		0,25	0,40	0,60	36–160
Св. 50 до 58	16	10	6,0	4,3					45–226
Св. 58 до 65	18	11	7,0	4,4					50–180
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,40		0,60	0,80	56–180

Размер  $L$  в указанных пределах принимать из ряда, в мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180.

Отклонения размеров шпонок и пазов – по ГОСТ 7227–58.

Допускается в технически обоснованных случаях применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

В зависимости от принятой базы обработки и измерения на рабочих чертежах указывают размеры:  $d + t_1$  – для втулки:  $t$  (предпочтительнее) или  $d - t$  – для вала.

*Примеры обозначений шпонок:*

Исполнения 1, размерами  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $L = 50$  мм:  
Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360–78.

То же, исполнения 2:  
Шпонка 2-16×10×50 ГОСТ 23360–78

Для упрощения расчета допускают, что шпонка врезана в вал на половину своей высоты  $h$ , а плечо действия силы  $F$  равно  $\approx \frac{d}{2}$ . Тогда ранее приведенная формула примет вид

$$\sigma_{cm} = \frac{\frac{2T}{d}}{h \cdot l_p} = \frac{4T}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{cm},$$

где  $l_p = l - b$  – длина рабочей грани шпонки со скругленными торцами, мм;  $l$  – длина шпонки, мм;  $b$  – ширина шпонки, мм;  $[\sigma]_{cm}$  – допускаемое напряжение на смятие материала шпонки, МПа.

### 7.3. Сегментные шпонки

Сегментные шпонки (ГОСТ 24071 – 80) являются самыми технологичными из-за легкости изготовления шпонок и пазов для них. Подобно призматическим они работают боковыми гранями (рис. 7.2), а их размеры зависят от диаметра вала (табл. 7.2).

Сегментные шпонки устанавливают на валах меньших диаметров (от 3 до 44 мм), передающих меньшие крутящие моменты по сравнению с призматическими шпонками.

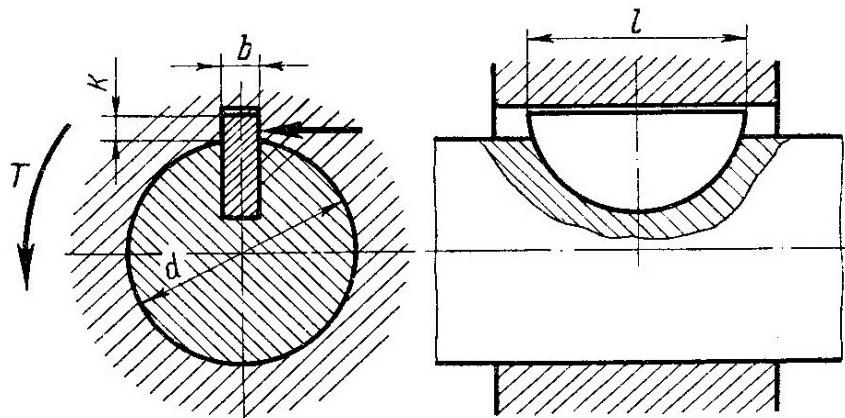


Рис. 7.2. Схема соединения сегментной шпонкой

Условие прочности сегментной шпонки на смятие

$$\sigma_{cm} = \frac{2T_{kp}}{dlK} \leq [\sigma]_{cm},$$

где  $T_{kp}$  – крутящий момент, Н·мм;  $d$  – диаметр вала, мм;  $l$  – длина шпонки, мм;  $K = h - t$  – высота поверхности смятия, мм;  $[\sigma]_{cm}$  – допускаемые напряжения смятия, МПа.

Таблица 7.2. Шпонки сегментные. Номинальные размеры, мм (ГОСТ 24071 – 80)

Вместо фасок  $c \times 45^\circ$   
допускается назначать  
радиусы скругления  $r_1$

d	Размеры шпонок					Глубина паза		$r$									
	b	h	D	L	$c$ или $r_1$	вала	втулки										
от 3 до 4	1,0	1,4	4	3,8	0,05	0,08	1,0	0,6	–	0,05							
св. 4 до 6	1,5	2,6	7	6,8			2,0	0,8									
св. 6 до 8	2,0	3,7	10	9,7	0,16	0,25	1,8	1,0	0,08	0,16							
							2,9										
св. 8 до 10	2,5						2,5	1,4									
							3,8										
							5,3										
	3,0	5,0	13	12,6	0,16	0,25	3,5	1,8	0,08	0,16							
св. 10 до 12	4,0	6,5	16	15,7			5,0										
		7,5	19	18,6			6,0										
		9,0	22	21,6			7,5										
		10,0	25	24,5			2,3	1,8	0,08	0,16							
св. 12 до 17	5,0	6,5	16	15,7	0,16	0,25	4,5										
		7,5	19	18,6			5,5										
		9,0	22	21,6			7,0										
		10,0	25	24,5			8,0										
св. 17 до 22	6,0	9,0	22	21,6	0,25	0,40	6,5	2,8	0,16	0,25							
		10,0	25	24,5			7,5										
		11,0	28	27,3			8,5										
		13,0	32	31,4			10,5										
св. 22 до 30	8,0	11,0	28	27,3	0,25	0,40	13,8	3,3	0,16	0,25							
		13,0	32	31,4			19,3										
		15,0	38	37,1			25,4										

Допускается в технически обоснованных случаях применять стандартные шпонки меньших размеров сечений на валах больших диаметров (за исключением выходных концов валов).

В зависимости от принятой базы обработки и измерения на рабочих чертежах указывают размеры:  $d + t_1$  – для втулки;  $t$  (предпочтительный вариант) или  $d - t$  – для вала.

Отклонения размеров шпонок и пазов – по ГОСТ 7227–58.

Пример обозначения сегментной шпонки размерами  $b = 6$  мм,  $h = 10$  мм:  
Шпонка сегм. 6×10 ГОСТ 24071–80

#### 7.4. Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые соединения применяют для передачи больших крутящих моментов при значительных динамических нагрузках для валов диаметрами от 11 до 260 мм.

Для соединения вала со ступицей в этих соединениях вместо шпонок используют выступы на валах, которые входят в пазы на ступицах. В зависимости от профиля зубьев различают прямобочные (рис. 7.3), эвольвентные (рис. 7.4) и треугольные (рис. 7.5) соединения.

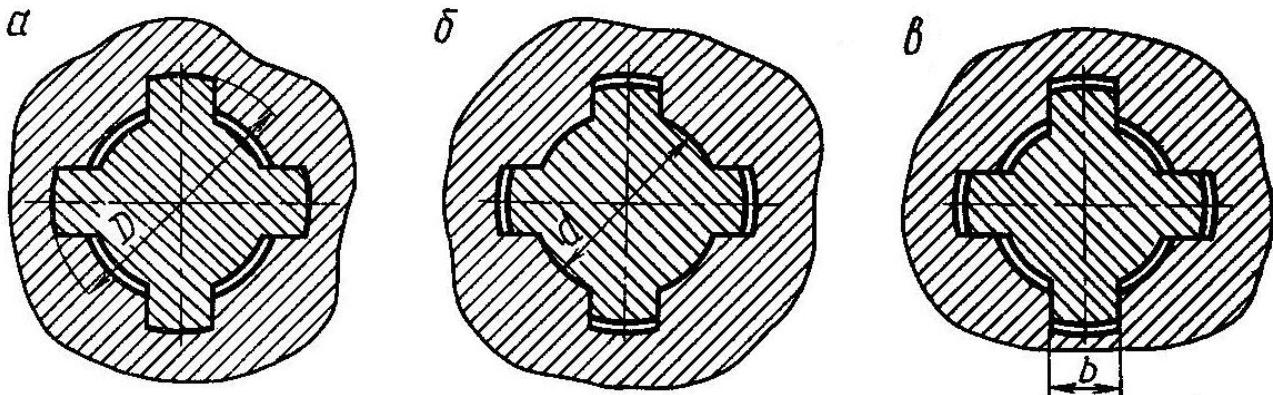


Рис. 7.3. Прямобочные шлицевые соединения

Наибольшее распространение получили прямобочные шлицевые соединения (ГОСТ 1139 – 80). Такие соединения выпускают в трех сериях (легкая, средняя и тяжелая), и они могут центрироваться по наружному диаметру  $D$  (рис. 7.3, а), по внутреннему диаметру  $d$  (рис. 7.3, б) и по боковым сторонам шлицев  $b$  (рис. 7.3, в). Размеры прямобочных соединений приведены в табл. 7.3.

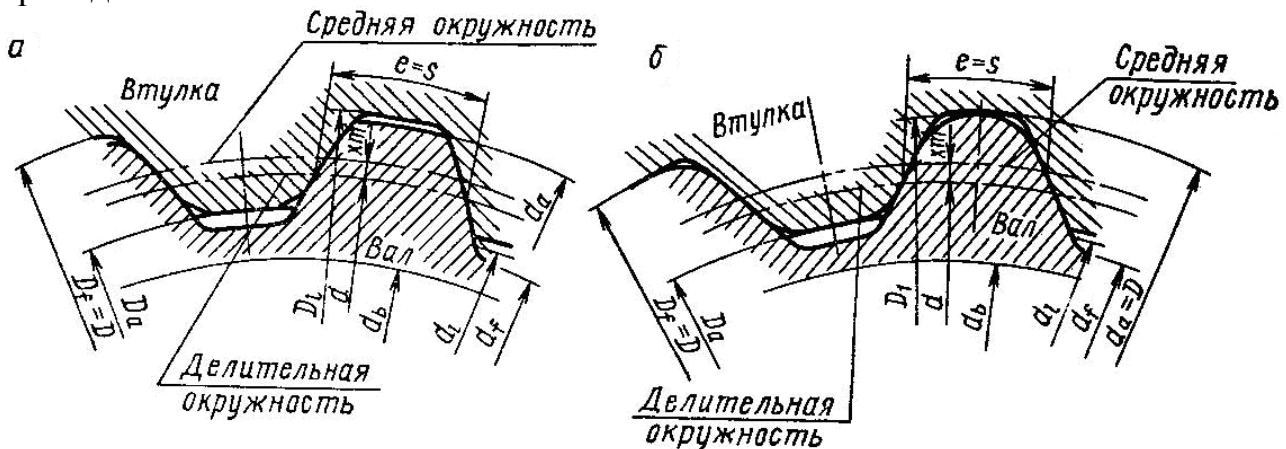


Рис. 7.4. Эвольвентные (зубчатые) соединения

Эвольвентные шлицевые соединения (ГОСТ 6033 – 80) обладают повышенной прочностью, но дороги и трудоемки в изготовлении. Они могут центрироваться по боковым граням (рис. 7.4, а) и по боковым граням и наружному диаметру (рис. 7.4, б).

Таблица 7.3. Соединения шлицевые прямобочные. Номинальные размеры, мм (ГОСТ 1139-80)

The table provides nominal dimensions for straight-sided gear couplings (ГОСТ 1139-80) in three series: Light Series, Middle Series, and Heavy Series. The table includes columns for coupling type (Z×d×D), width (b), minimum bore diameter (d<sub>1min</sub>), minimum hub thickness (a<sub>min</sub>), shoulder radius (f), and maximum fillet radius (r<sub>max</sub>). It also shows the form of the shaft cross-section (Form A) and the form of the bearing housing cross-section (Form B).

Форма сечения вала						Форма сечения втулки					
Исполнение А			Исполнение В								
$Z \times d \times D$	$b$	$d_{1\min}$	$a_{\min}$	$f$	$r_{\max}$	$Z \times d \times D$	$b$	$d_{1\min}$	$a_{\min}$	$f$	$r_{\max}$
<i>Легкая серия</i>											
6×23×26	6	22,1	3,54	$0,3^{+0,2}$	0,2	6×28×32	7	26,7	4,03	$0,3^{+0,2}$	0,2
6×26×30		24,6	3,85			8×32×36	6	30,4	2,71	$0,4^{+0,2}$	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	$0,4^{+0,2}$	0,3	8×62×68	12	59,8	7,31	$0,5^{+0,3}$	0,5
8×42×46	8	40,4	5,03			10×72×78		69,6	5,45		
8×46×50	9	44,6	5,75			10×82×88		79,30	8,62		
8×52×58	10	49,7	4,89	10×92×98	14	89,14	10,08	$0,5^{+0,3}$	0,5		
8×56×62		53,6	6,38	10×102×108	16	99,9	11,49				
<i>Средняя серия</i>											
6×11×14	3,0	9,90	—	$0,3^{+0,2}$	0,2	8×42×48	8	39,5	2,57	$0,4^{+0,2}$	0,3
6×13×16	3,5	12,00	—			8×46×54	9	42,7	—	$0,5^{+0,3}$	0,5
6×16×20	4	14,54	—			8×52×60	10	48,7	2,44		
6×18×22	5	16,7	—			8×56×65	52,2	2,5			
6×21×25		19,5	1,95			8×62×72	57,8	2,4			
6×23×28	6	21,3	1,34			10×72×82	12	67,4	—		
6×26×32		23,4	1,65			10×82×92	77,1	3			
6×28×34	7	25,9	1,7			10×92×102	14	87,3	4,5		
8×32×38	6	29,4	—			10×102×112	16	97,7	6,3		
8×36×42	7	33,5	1,02			10×112×125	18	106,3	4,4		
<i>Тяжелая серия</i>											
10×16×20	2,5	14,1	$0,3^{+0,2}$	0,2	10×46×56	7	40,9	$0,5^{+0,3}$	0,5		
10×18×23	3	15,6			16×52×60	5	47,0				
10×21×26		18,5			16×56×65	50,6					
10×23×29	4	20,3			16×62×72	6	56,1				
10×26×32		23,0			16×72×82	7	65,9				
10×28×35	5	24,4			20×82×92	6	75,6				
10×32×40		28,0			20×92×102	7	85,5				
10×36×45	6	31,3			20×102×115	8	98,7				
10×42×52		36,9			20×112×125	9	104,0				

Треугольные шлицевые соединения (рис. 7.5) выпускают по отраслевым стандартам с числом зубьев от 15 до 70 для валов с наружным диаметром от 5 до 100 мм.

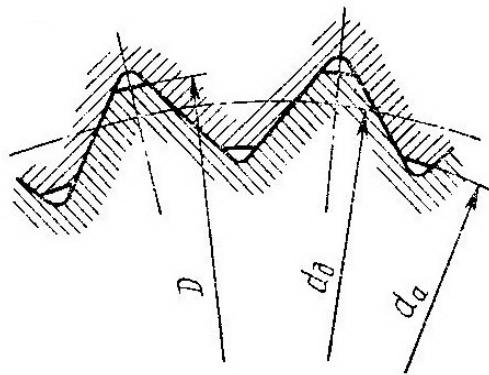


Рис. 7.5. Треугольное шлицевое соединение

Расчет прямобочных шлицевых соединений и эвольвентных ведут из условия износостойкости по напряжениям смятия.

$$\sigma_{yсл} = \frac{T_{kp}}{S_A \cdot l} \leq [\sigma]_{yсл},$$

где  $T_{kp}$  – крутящий момент, Н мм;  $S_A$  – статический момент единицы длины рабочей поверхности шлицев относительно оси вала,  $\text{мм}^3/\text{мм}$ ;  $[\sigma]_{yсл}$  – условное допускаемое давление, МПа;  $l$  – длина соединения, мм.

Статический момент  $S_A$  – приведен в табл. 7.3, а также может быть определен по формуле

$$S_A = 0,5z \cdot h \cdot d_{cp},$$

где  $z$  – число зубьев;  $h$  – рабочая высота зубьев, мм;  $d_{cp}$  – средний по зубьям диаметр, мм.

Допускаемые условные давления приведены в табл. 7.4.

Т а б л и ц а 7.4

Без обработки 20 HRC, (280 HB)	Улучшение до 28 HRC	Закалка до			Цементация или азотирование до 60 HRC
		40 HRC	45 HRC	52 HRC	
Допускаемое условное давление $[\sigma]_{yсл}$ , МПа					
95	110	135	170	185	205

**Пример 7.1.** Рассчитать призматическую шпонку (рис. 7.1, а) для вала диаметром  $d = 45$  мм при действии крутящего момента  $T_{kp} = 390\,000$  Н мм.

Материал вала и шпонки – сталь 45, материал ступицы колеса – сталь 40Х.

**Решение.** Для данного диаметра вала выбираем по ГОСТ 23360 – 78 шпонку сечением  $b \times h = 14 \times 9$ .

Принимаем допускаемые напряжения смятия  $[\sigma]_{cm} = 150$  МПа.

Определим расчетную длину шпонки

$$l_p = \frac{4T}{(dh[\sigma]_{cm})} = \frac{4 \cdot 390\,000}{(45 \cdot 9 \cdot 150)} = 25,6 \approx 26 \text{ мм.}$$

Определяем общую длину шпонки со скругленными краями:

$$l = l_p + b = 26 + 14 = 40 \text{ мм.}$$

**Пример 7.2.** Рассчитать сегментную шпонку, установленную на валу  $d = 30$  мм, который передает крутящий момент  $T_{kp} = 90\,000$  Н·мм. Материал вала и шпонки – сталь 45.

**Решение.** Для данного диаметра вала по ГОСТ 24071 – 80 (табл. 7.2) выбираем шпонку  $b = 8$  мм;  $h = 13$  мм;  $l = 31,4$  мм;  $t = 10$  мм;  $t_1 = 3,3$  мм.

$$\sigma_{cm} = \frac{2T_{kp}}{dlK} = \frac{2 \cdot 90\,000}{30 \cdot 31,4 \cdot 3} = 63,69 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{cm} = 210 \text{ МПа},$$

$$K = h - t = 13 - 10 = 3 \text{ мм.}$$

**Пример 7.3.** Рассчитать прямобочное шлицевое соединение для вала диаметром  $d = 46$  мм при действии крутящего момента  $T_{kp} = 90\,000$  Н·мм.

Материал вала и ступицы – сталь 40ХН, закалка – до HRC 52.  $\sigma_{ycl} = 185$  МПа (см. табл. 7.4). Принимаем легкую серию с длиной соединения  $l = 50$ ;  $S_A = 230 \text{ мм}^3/\text{мм}$ .

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Для чего предназначены шпонки?

Каковы достоинства и недостатки призматических и клиновых шпонок?

Как определить размеры поперечного сечения шпонки для заданного диаметра вала?

Как определить общую длину призматической шпонки со скругленными краями?

По какому критерию рассчитывают призматические и клиновые шпонки?

Каковы достоинства и недостатки шлицевых соединений?

По какому критерию рассчитывают шлицевые соединения?

## **Раздел III. ПЕРЕДАЧИ**

### **8. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ ПЕРЕДАЧИ**

В машиностроении используются механические, электрические, гидравлические и пневматические передачи. В настоящем курсе рассматриваются механические передачи.

Механические передачи – это механизмы, предназначенные для передачи энергии двигателя рабочим органам машин, как правило, с изменением скоростей и моментов, а иногда и для преобразования одного вида движения в другой, например, вращательного движения в поступательное, и наоборот.

Необходимость передачи между двигателем и рабочим органом возникает по следующим причинам:

скорость рабочих органов машины очень часто не совпадает со скоростью электродвигателей, как правило, они меньше;

двигатели передают равномерное вращательное движение, а рабочие органы машин часто используют возвратно-поступательное движение.

В рассматриваемом курсе изучаются механические передачи с равномерным вращательным движением (*рис. 8.1*). Передачи других типов рассматриваются в специальных курсах. По способу передачи движения от ведущего элемента к ведомому различают: передачи трением, которые в свою очередь делятся на передачи прямым контактом (фрикционные передачи) и гибкой связью (ременные передачи), и передачи зацеплением – прямым контактом (зубчатые и червячные передачи), гибкой связью (цепные передачи). К передачам вращательного движения относят также передачи винт-гайка, назначение которых – преобразовывать вращательное движение в поступательное.

Механические передачи характеризуются различными параметрами. К наиболее важным относят следующие:

1. Передаточное число  $i$ , которое определяется отношением угловой скорости ведущего элемента  $\omega_1$  к угловой скорости ведомого элемента  $\omega_2$ :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Так как мы рассматриваем равномерное вращательное движение, то связь угловой скорости с частотой вращения  $n$  следующая:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}, \quad \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30},$$

откуда

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

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

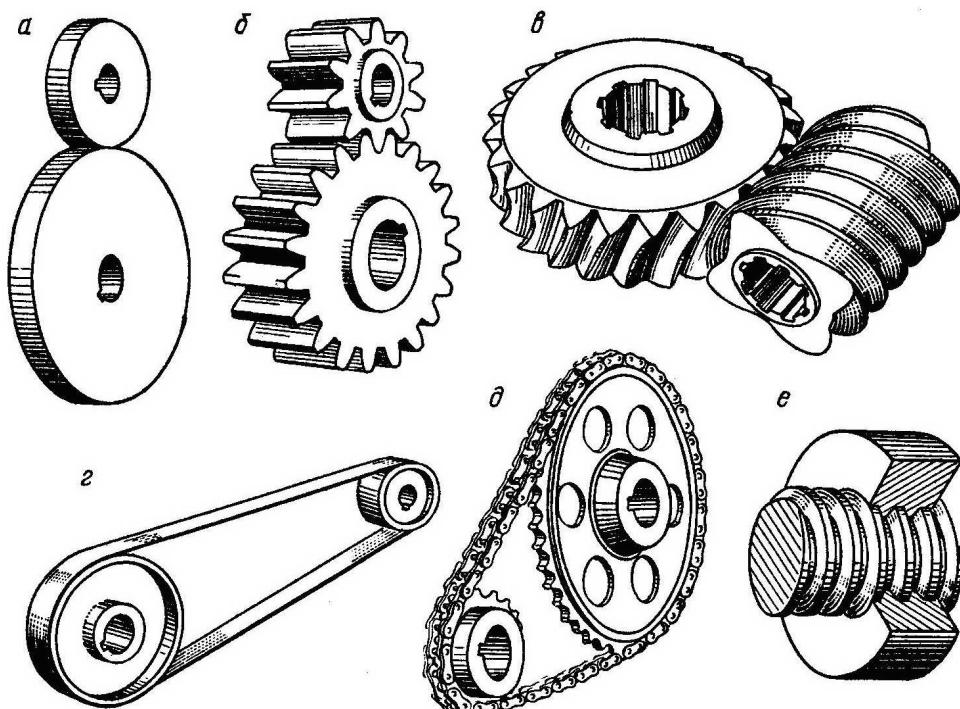


Рис. 8.1. Передачи вращательного движения:

Передачи непосредственным контактом: *a* – фрикционная, *b* – зубчатая, *c* – червячная; *e* – передача винт-гайка. Передачи гибкой связью: *z* – ременная, *d* – цепная

## 2. Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_2}{N_1},$$

где  $N_1$  – полезная мощность, развиваемая электродвигателем;  $N_2$  – полезная мощность, потребляемая рабочей машиной.

При расчете передач используют следующие зависимости между различными параметрами:

$$N_2 = T_2 \omega_2; N_1 = T_1 \omega_1,$$

где  $T_2$ ,  $T_1$  – крутящие моменты на ведомом и ведущем валах соответственно, на валах рабочей машины и электродвигателя, Н·мм;  $N$  – мощность, Вт;  $\omega$  – угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ .

## **9. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

Наиболее простая передача такого рода состоит из двух колес – ведущего и ведомого, прижатых друг к другу рабочими поверхностями с некоторым усилием. Работа такой передачи основана на использовании сил трения.

**Преимущества** фрикционных передач:

простота конструкции;

небольшой шум при работе;

возможность изготовления передач с бесступенчатым регулированием скорости.

**Недостатки** фрикционных передач:

передаточное число непостоянно;

большое давление на валы.

Фрикционные передачи включаются в кинематические цепи машин и механизмов (например, прядильные машины), где они применяются в виде изолированных приводов. Эти передачи могут работать со скоростями, доходящими до 25 м/с, с передаточным числом до 10, передаваемой мощностью до 250 кВт. Практически работа фрикционных передач ограничивается мощностью 10 – 20 кВт.

### **9.1. Фрикционные цилиндрические передачи**

Цилиндрическая передача (*рис. 9. 1*) используется для передачи движения между параллельными валами. Ведомое колесо будет вращаться, если окружная сила  $F_t$  имеет достаточную величину для преодоления сопротивления на ведомом валу. Условие равновесия на ведомом колесе относительно оси вращения (для установившегося движения) выглядит следующим образом:

$$F_t d_2 = T_2; F_t = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Для обеспечения нормальной работы колеса должны быть прижаты с некоторой силой  $F_n$  – чтобы сила сцепления (сила трения) была больше окружной силы ( $F_f \geq F_t$ ).

В противном случае будет иметь место проскальзывание, превышающее допускаемые пределы (2-3 %). Проскальзывание является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного числа.

Окружные скорости на ведущем и ведомом колесах (цилиндрах) не равны:

$$V_1 \neq V_2; \quad V_1 > V_2; \quad V_2 = (1 - \xi) V_1; \quad \xi = \frac{n_1 - n_2}{n_1},$$

где  $\xi$  – коэффициент упругого скольжения колес;  $n_1$  – частота вращения ведущего колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_2$  – частота вращения ведомого колеса,  $\text{мин}^{-1}$ .

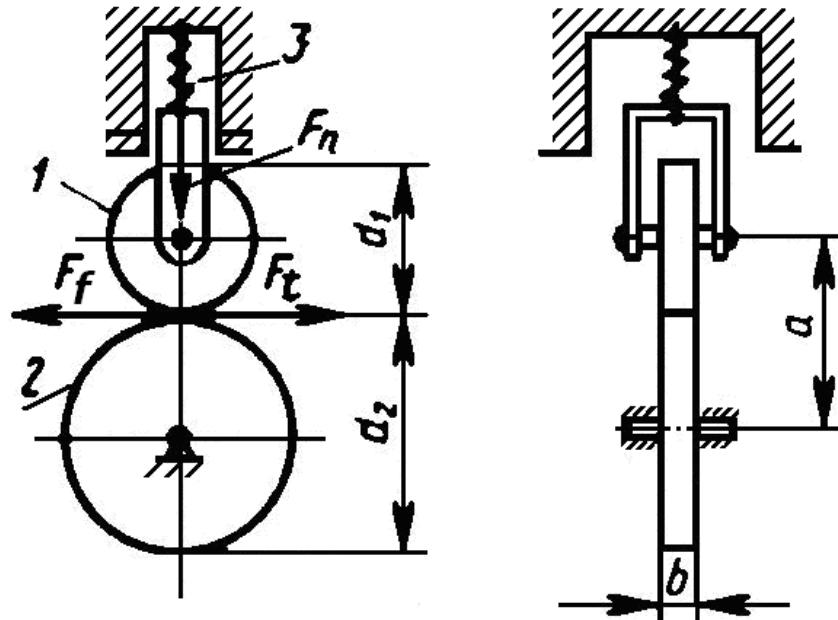


Рис. 9.1. Схема фрикционной цилиндрической передачи: 1 – ведущее колесо; 2 – ведомое колесо; 3 – приспособление для создания давления

Исходя из условий нормальной работы фрикционной передачи, введя коэффициент запаса  $k$ , получим

$$F_f = F_t; fF_n \geq kF_t,$$

где  $k = 1,25\dots 1,5$  для силовых передач;  $f$  – коэффициент трения.  
Необходимая величина давления в цилиндрической передаче

$$F_n = \frac{kF_t}{f}.$$

## 9.2. Фрикционные конические передачи

Коническая передача (рис. 9.2) используется для передачи движения между пересекающимися валами. Она представляет собой два конуса, прижатых один к другому.

Аналогично с цилиндрическими передачами

$$F_n = \frac{kF_t}{f},$$

где  $F_t$  – окружная сила (касательная к образующим конусов и перпендикулярная плоскости чертежа).

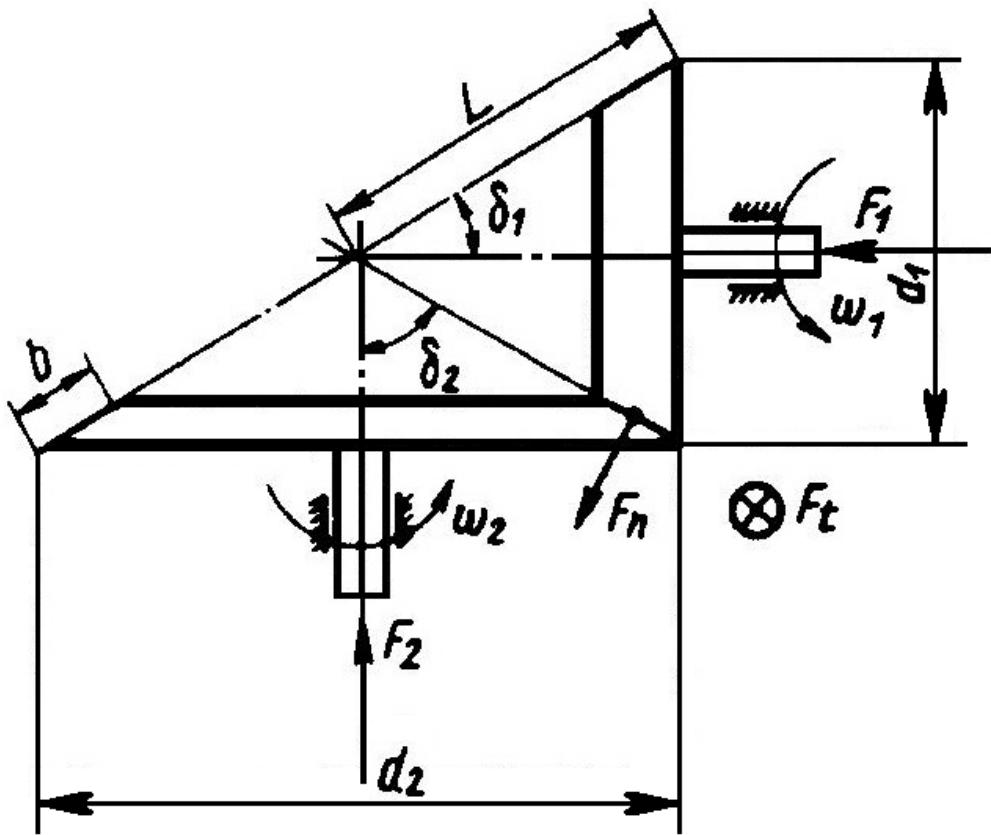


Рис. 9.2. Схема фрикционной конической передачи

В конических передачах величины давления  $F_1$  и  $F_2$  различны, если  $\delta_1 \neq \delta_2$  ( $\delta_1$  и  $\delta_2$  – половины конусных углов, чаще всего  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ ).

Из треугольников сил на чертеже

$$F_1 = \frac{F_n}{\sin \delta_1}; \quad F_2 = \frac{F_n}{\sin \delta_2};$$

$$F_1 = \frac{kF_t}{f \sin \delta_1}; \quad F_2 = \frac{kF_t}{f \sin \delta_2}.$$

Учитывая незначительный коэффициент скольжения  $\xi$ , без учета проскальзывания

$$u = \frac{d_1}{d_2},$$

для конической передачи

$$d_2 = 2L \sin \delta_2; \quad d_1 = 2L \sin \delta_1;$$

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1; \quad u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Материал фрикционных колес должен иметь высокий коэффициент трения и повышенные контактную прочность и сопротивление износу.

### 9.3. Расчет фрикционных передач

Различают два вида расчетов:

для колес, имеющих материал с повышенным модулем упругости (сталь, чугун);

для колес из неметаллических материалов.

Первый вид расчетов для цилиндрических колес проводится по формуле Герца (см. п. 2.3).

Второй вид расчетов проводится, исходя из условий предельных нагрузок на единицу длины линии контакта:

$$q = \frac{F_n}{b} \leq [q],$$

где  $F_n$  – сила прижатия, нормальная к поверхности колеса, Н;  $b$  – длина линии контакта (цилиндра), м;  $q$  и  $[q]$  – расчетные и допускаемые удельные нагрузки, Н/м ( $[q] = 5 \dots 6$  Н/м – для текстолита;  $[q] = 0,3 \dots 0,5$  Н/м – для дерева;  $[q] = 1,5 \dots 2,5$  Н/м – для кожи).

Примером практического применения фрикционных передач являются вариаторы (рис. 9.3), которые обеспечивают плавное изменение передаточного числа во время работы механизма. Принцип действия вариатора основан на изменении радиусов колес. В лобовом вариаторе перемещается ролик, в конусном – бегунок.

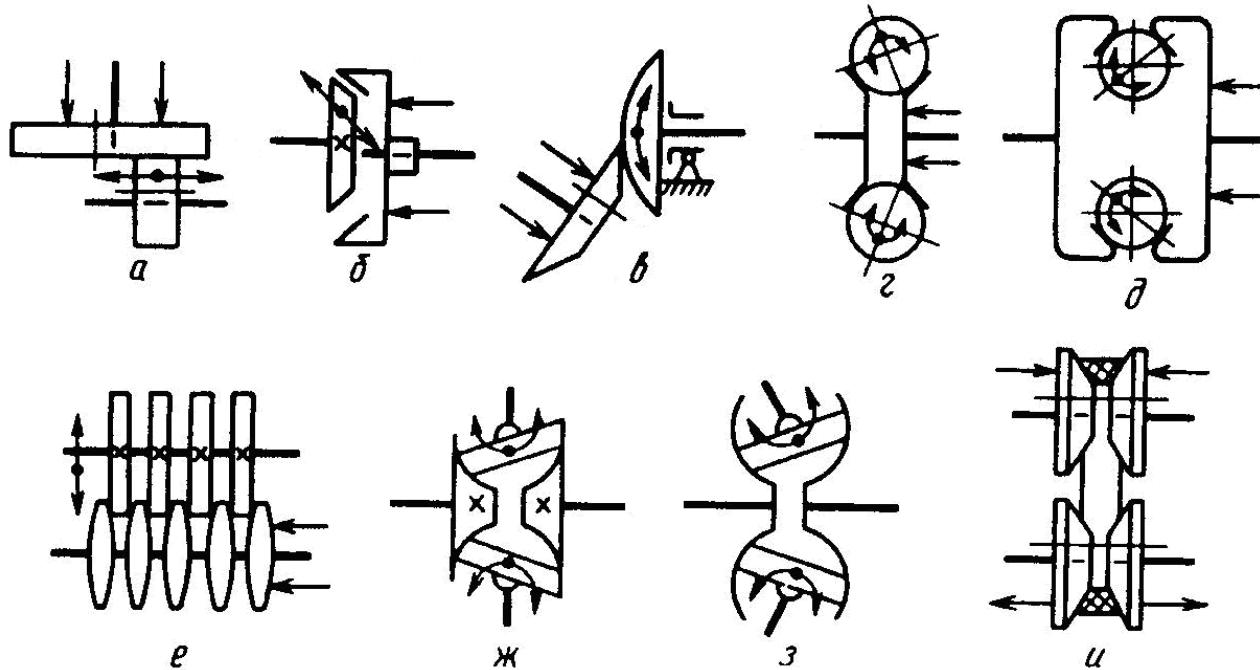


Рис. 9.3. Фрикционные вариаторы:

*a* – лобовой; *b*, *v* – конусные; *g*, *d* – шаровые; *e* – многодисковый;  
*ж*, *з* – торовые; *u* – клиноременный

**Пример расчета.** Рассчитать цилиндрическую фрикционную передачу (см. рис. 9.1).

**Задано:** передаваемый крутящий момент  $T = 10$  Н м, диаметры катков  $d_1 = 100$  мм,  $d_2 = 300$  мм, ширина контакта  $b = 30$  мм, материал катков – сталь 45, модуль упругости материала  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_H = 800$  МПа, коэффициент трения  $f = 0,1$ , коэффициент запаса сцепления  $k_c = 1,3$ .

**Решение.** Необходимое усилие прижатия катков

$$F_n = \frac{2Tk_{ct}}{d_1 f} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 1,3}{0,1 \cdot 0,1} = 2600 \text{ Н.}$$

Приведенный радиус кривизны катков

$$\rho = \frac{\frac{d_1}{2} \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}} = \frac{\frac{100}{2} \cdot \frac{300}{2}}{\frac{100}{2} + \frac{300}{2}} = 37,5 \text{ мм.}$$

Действующие контактные напряжения, определяемые по формуле Герца,

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b \rho}} = 0,418 \sqrt{\frac{2600 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{30 \cdot 37,5}} = 696,6 \text{ МПа} \leq \\ \leq [\sigma]_H = 800 \text{ МПа.}$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач?

Для каких целей применяют вариаторы?

Каков диапазон регулирования частот вращения валов с помощью вариаторов?

Отчего зависит и как определяют силу сжатия катков фрикционной передачи?

Как определяют контактные напряжения между катками фрикционных передач?

## 10. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 10.1. Общие сведения

Ременные передачи относятся к числу передач трением, осуществляемых гибкой связью (рис. 10.1, а). Передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением. Вращение с одного шкива на другой передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем.

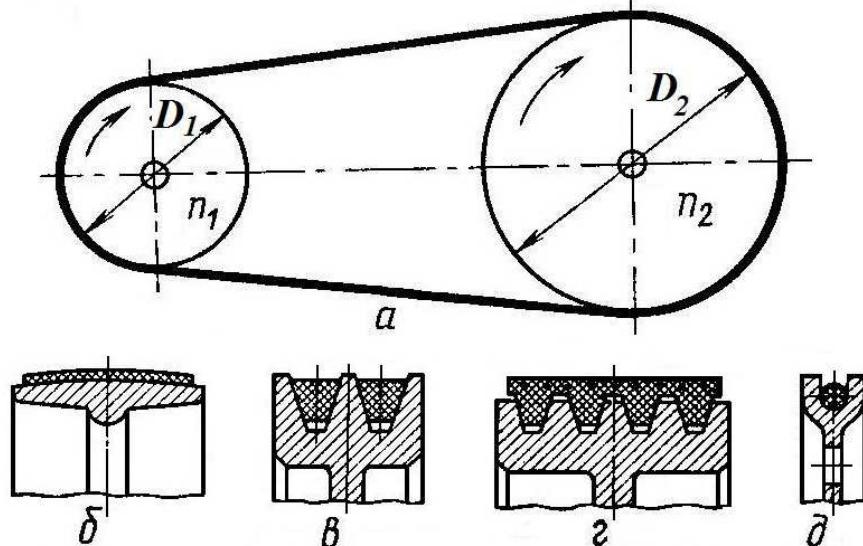


Рис. 10.1. Ременная передача: а – схема ременной передачи; б – передача с плоским ремнем; в – передача с клиновым ремнем; г – передача с поликлиновым ремнем; д – передача с круглым ремнем

Ремни применяются в основном плоские, клиновые и круглые (рис. 10.1, б, в, д), давшие одноименные названия передачам. В общем машиностроении наибольшее распространение получили плоско- и клиноременные передачи, круглые ремни применяются в бытовых машинах (например, в стиральных и швейных).

**Преимущества** ременных передач:

1. Плавность и бесшумность в работе.
2. Возможность работы с большими окружными скоростями.
3. Простота ухода и обслуживания.
4. Передача мощности на значительное расстояние (15 – 20 м).

**Недостатки** ременных передач:

1. Непостоянное передаточное число из-за проскальзывания ремня на шкивах.
2. Значительный габарит по сравнению с зубчатыми передачами такой же мощности.
3. Большая нагрузка на валы.

Необходимым условием работы ременных передач является натяжение ремня, которое можно осуществлять разными способами. Наиболее

распространенными являются: перемещение шкива и применение специального натяжного ролика (рис. 10.2).

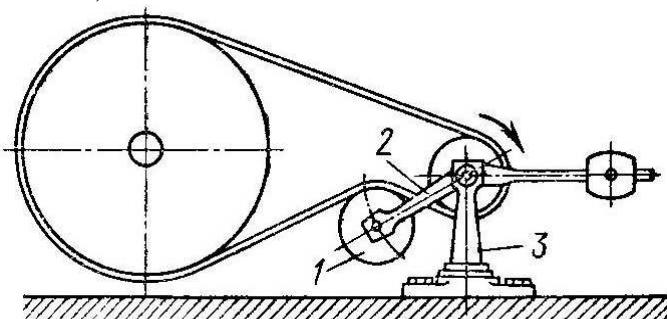


Рис. 10.2. Ременная передача с натяжным роликом: 1 – натяжной ролик; 2 – рычаг; 3 – стойка

Клиновременные передачи отличаются лучшим сцеплением ремня со шкивами и имеют наибольшее применение, однако обладают более низким КПД и ограниченным сроком службы ремня.

### 10.2. Плоскоременные передачи

Плоскоременные передачи, как правило, применяются между параллельными валами, вращающимися в одну сторону. Разворачивая плоскость расположения одного шкива относительно другого, можно получить перекрестную и угловую передачи (рис. 10.3). Передаточное число рекомендуют принимать до 5, а в передаче с натяжным роликом оно может быть увеличено до 10.

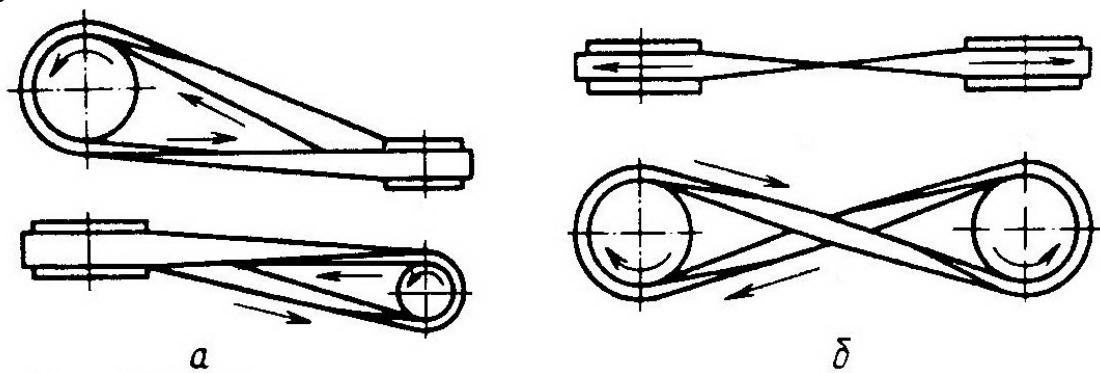


Рис. 10.3. Основные типы плоскоременных передач: а – угловая; б – перекрестная

Ремень должен иметь:

достаточную прочность при переменных напряжениях;  
износостойкость;  
высокий коэффициент трения;  
невысокий модуль упругости.

Этим требованиям из естественных материалов удовлетворяет высококачественная кожа. Кожаные ремни применяются для передач малых и

средних мощностей, но они дороги, и поэтому объем их использования невелик. Наиболее распространены резинотканевые ремни, которые выпускаются в широком диапазоне размеров сечений с шириной 20 – 1200 мм.

Такие ремни состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной или синтетической ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Количество прокладок ткани зависит от передаваемой мощности.

### 10.3. Расчет плоскоременных передач

Выбор материала ремня производят, исходя из условий работы передачи и используя табличные данные.

Диаметр шкивов  $D_1$  определяют, исходя из заданной скорости (10 – 20 м/с):

$$D_1 = \frac{60v}{\pi n_1}; \quad D_2 = uD_1(1 - \xi),$$

где  $v$  – заданная скорость, м/с;  $n_1$  – частота вращения вала электродвигателя, мин<sup>-1</sup>;  $u$  – передаточное число;  $\xi$  – коэффициент упругого скольжения ремня ( $\xi = 0,01\dots0,02$ ).

Минимальное межосевое расстояние

$$a_W \geq 2(D_1 + D_2).$$

Угол обхвата  $\alpha_1$  ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{a_W} \cdot 57^\circ. \quad (10.1)$$

Угол  $\alpha_1$  должен быть не менее  $150^\circ$ , в противном случае следует увеличить межосевое расстояние или применить натяжной ролик.

Длина ремня

$$L_P = 2a_W + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} - \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_W}.$$

Для обеспечения необходимой долговечности ремня производят проверку на число пробегов в секунду:

$$n_{np} = \frac{V}{L_P} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_P} \leq [n_{np}], \quad (10.2)$$

где  $n_{np}$  – расчетная частота пробегов,  $c^{-1}$ ;  $[n_{np}]$  – допускаемая частота пробегов ремня,  $c^{-1}$ ;  $[n_{np}] = 3\dots5 \ c^{-1}$ .

Если расчетная частота пробегов ремня превышает допустимую, то необходимо увеличить длину ремня.

Определяем усилия, действующие в передаче (рис. 10.4).

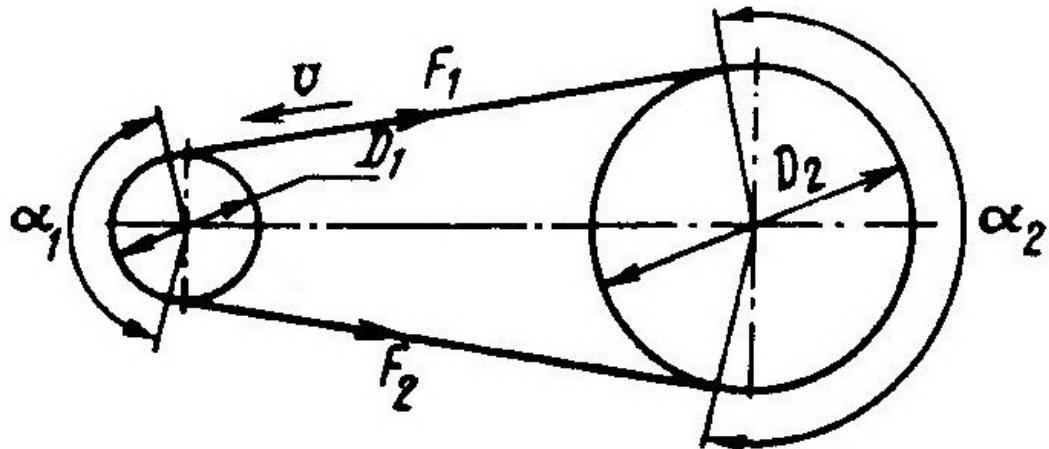


Рис. 10.4. Расчетная схема ременной передачи

Окружное усилие

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T}{D_1},$$

где  $F_t$  – окружное усилие, Н;  $F_1$  – усилие в набегающей ветви ведущего шкива, Н;  $F_2$  – усилие в сбегающей ветви ведущего шкива, Н;  $T$  – передаваемый крутящий момент, Н мм.

Так как сумма натяжения ветвей ремня постоянна, предварительное натяжение ремня можно определить как

$$F_0 = \frac{(F_1 + F_2)}{2}.$$

Отсюда следует:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t.$$

Усилие, действующее на вал,

$$Q = 2F_0 \left( \sin \frac{\alpha}{2} \right).$$

Расчетное допускаемое полезное напряжение ремня

$$[k] = [k_0] \cdot k_v \cdot k_\alpha \cdot k_b,$$

где  $[k_0]$  – допускаемое полезное напряжение ремня ( $[k_0] = 2,25$  МПа для резинотканевых ремней);

$k_v$  – скоростной коэффициент ( $k_v = 0,8 \dots 1,04$  при  $V = 1 \dots 25 \text{ м/с}$ );

$k_\alpha$  – коэффициент, учитывающий угол обхвата меньшего шкива ( $k_\alpha = 0,85 \dots 1,0$  при  $\alpha = 130 \dots 180^\circ$ );

$k_b$  – коэффициент, учитывающий расположение передачи ( $k_b = 0,8\dots1$  при изменении угла наклона к горизонту от  $90^\circ$  до  $0^\circ$ ).

Площадь поперечного сечения ремня,  $\text{мм}^2$ ,

$$A = \frac{F_t}{[k]}.$$

Толщина ремня определяется из соотношения  $\frac{D_{\min}}{\delta} = 30\dots40$  для резинотканевых ремней, т. е.  $\delta = \frac{D_{\min}}{(30\dots40)}$ .

Ширина ремня  $b = \frac{A}{\delta}$ .

Размеры ремня уточняются по ГОСТ 23831 – 79.

Определение предварительного натяжения ремня,  $H$ ,

$$F_0 = A \cdot \sigma_0,$$

где  $\sigma_0$  – начальное натяжение ремня.

Для стандартных ремней без автоматического натяжения  $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ , с автоматическим натяжением –  $\sigma_0 = 2,0 \text{ МПа}$ .

**Пример расчета.** Рассчитать открытую горизонтальную плоскоременную передачу ленточного конвейера транспортировки пряжи.

**Задано:** мощность ведущего шкива  $N_1 = 3,9 \text{ кВт}$ , частота вращения  $n_1 = 1430 \text{ мин}^{-1}$ , передаточное число передачи  $u = 4$ .

**Решение.** Принимаем диаметр, исходя из скорости шкива  $v = 15 \text{ м/с}$ .

$$D_1 = \frac{60v}{\pi n_1} = \frac{60 \cdot 15}{\pi \cdot 1430} = 0,2 \text{ м} = 200 \text{ мм.}$$

Диаметр ведомого шкива

$$D_2 = uD_1(1 - \xi) = 4 \cdot 200(1 - 0,01) = 792 \text{ мм.}$$

Примем по стандартному ряду  $D_2 = 800 \text{ мм}$ .

Межосевое расстояние передачи

$$a_W = 2(D_1 + D_2) = 2(200 + 800) = 2000 \text{ мм.}$$

Угол обхвата ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{a_W} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{(0,8 - 0,2)}{2} \cdot 57^\circ = 163^\circ.$$

Длина ремня

$$L_P = 2a_W + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} - \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_W} = \\ = 2 \cdot 2,0 + \frac{\pi(0,2 + 0,8)}{2} - \frac{(0,8 - 0,2)^2}{4 \cdot 2,0} = 5,615 \text{ м.}$$

Частота пробегов ремня

$$n_{np} = \frac{V}{L_P} = \frac{15}{5,615} = 2,67 \text{ с}^{-1}.$$

Окружное усилие

$$F_t = \frac{2 \cdot 26,045}{0,2} = 260,45 \text{ Н,}$$

где  $T = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{3,9}{1430} = 26,045 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – крутящий момент.

Расчетное допускаемое полезное напряжение ремня

$$[k] = [k_0] \cdot k_v \cdot k_\alpha \cdot k_b = 2,25 \cdot 0,95 \cdot 0,94 \cdot 1,0 = 2,009 \text{ МПа.}$$

Необходимая площадь поперечного сечения ремня

$$A = \frac{F_t}{[k]} = \frac{260,45}{2,009} = 129,64 \text{ мм}^2.$$

Определение толщины ремня:  $\delta = \frac{D_1}{40} = \frac{200}{40} = 5 \text{ мм.}$

Принимаем по ГОСТ 23831 – 79 толщину ремня  $\delta = 4,5 \text{ мм.}$

Определение ширины ремня:  $b = \frac{A}{\delta} = \frac{129,64}{4,5} = 28,8 \text{ мм.}$

Уточняем по ГОСТ 23831 – 79 ширину ремня –  $b = 30 \text{ мм.}$

Предварительное натяжение ремня

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 = 135 \cdot 1,8 = 243 \text{ Н.}$$

Усилие, действующее на вал,

$$Q = 2F_0 \left( \sin \frac{\alpha}{2} \right) = 2 \cdot 243 \left( \sin \frac{163}{2} \right) = 480,6 \text{ Н.}$$

#### 10.4. Клинеременная передача

В клинеременных передачах, благодаря повышенному сцеплению ремней со шкивами (в результате эффекта клина), тяговая способность выше, чем в плоскоременных передачах. По этой причине угол обхвата (см. рис. 10.4) у них

меньше и может составлять  $\alpha_{\min} \approx 90...120^\circ$ . Габариты клиноременных передач значительно меньше, чем плоскоременных.

Клиновые ремни выполняют прорезиненными из слоев кордоткани или кордоткани и кордошнуря. Для передач общего назначения ремни изготавливают в виде бесконечной ленты семи типов по ГОСТ 12841 – 80. Размеры этих ремней приведены в табл. 10.1.

Кроме того, по ТУ 38-40538-75 и ТУ 38-105161-84 изготавливают узкие ремни четырех типов.

Клиновые ремни нормального сечения применяют при скоростях до 30 м/с, узкого – до 40 м/с. Число ремней в одной передаче может быть принято  $z = 1...6$ , передаточное число  $u = 2...5$ ,  $u_{\max} = 6$ . Для каждого сечения ремня рекомендован минимально допустимый диаметр шкива.

Т а б л и ц а 10.1. Размеры приводных клиновых ремней

Тип ремня	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм				Площадь сечения A, $\text{мм}^2$	Предельная длина L, мм
		$b_P$	$b$	$h$	$y_0$		
Нормальное сечение	О	8,5	10	6	2,1	47	400-2500
	А	11	13	8	2,8	81	560-4000
	Б	14	17	10,5	4,0	138	800-6300
	В	19	22	13,5	4,8	230	1800-10600
	Г	27	32	19	6,9	476	3150-15000
	Д	32	38	23,5	8,3	692	4500-18000
	Е	42	50	30	11	1170	6300-18000
Узкое сечение	УО	8,5	10	8	2	56	630-3550
	УА	11	13	10	2,8	93	800-4500
	УБ	14	17	13	3,5	159	1250-8000
	УВ	19	22	18	4,8	278	2000-8000

К недостаткам клиноременных передач по сравнению с плоскоременными следует отнести большие потери на трение и напряжения изгиба.

### 10.5. Расчет клиноременных передач

Расчет передачи с ремнем нормального сечения (О А Б В Г Д Е) ведут по ГОСТ 1284.3 – 96. При этом определяется тяговая способность одного ремня в зависимости от его сечения, диаметра ведущего шкива, частоты его вращения, передаточного числа и длины ремня (табл. 10.2).

Таблица 10.2. Мощность  $N_0$ , кВт, передаваемая одним ремнем

Сечение и длина ремня, мм	$D_1$ , мм	$u$	Частота вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>						
			200	400	700	950	1450	2800	2900
Сечение О, $L_P = 1320$	63	1	0,09	0,17	0,27	0,34	0,48	0,78	-
		1,5	0,10	0,19	0,29	0,38	0,53	0,86	-
		$\geq 3$	0,11	0,19	0,3	0,39	0,54	0,88	-
	80	1	0,14	0,25	0,4	0,51	0,72	1,2	-
		1,5	0,15	0,27	0,44	0,56	0,8	1,32	-
		$\geq 3$	0,15	0,28	0,45	0,58	0,82	1,36	-
	100	1	0,18	0,34	0,54	0,71	1	1,65	-
		1,5	0,2	0,37	0,6	0,78	1,11	1,83	-
		$\geq 3$	0,21	0,38	0,62	0,8	1,14	1,89	-
	112 и более	1	0,21	0,39	0,63	0,82	1,17	1,91	-
		1,5	0,23	0,43	0,7	0,91	1,29	2,11	-
		$\geq 3$	0,24	0,44	0,72	0,94	1,33	2,17	-
Сечение А, $L_P = 1700$	90	1	0,22	0,39	0,61	0,77	1,07	1,58	-
		1,5	0,24	0,43	0,67	0,85	1,18	1,74	-
		$\geq 3$	0,25	0,44	0,69	0,88	1,21	1,8	-
	100	1	0,26	0,47	0,74	0,77	1,07	1,64	-
		1,5	0,29	0,52	0,82	0,85	1,18	1,82	-
		$\geq 3$	0,30	0,53	0,84	0,88	1,21	1,87	-
	125	1	0,37	0,67	1,07	1,37	1,92	2,98	-
		1,5	0,41	0,74	1,18	1,52	2,13	3,3	-
		$\geq 3$	0,42	0,76	1,22	1,57	2,19	3,4	-
	140	1	0,43	0,78	1,26	1,62	2,28	3,48	-
		1,5	0,48	0,86	1,3	1,79	2,51	3,85	-
		$\geq 3$	0,49	0,89	1,43	1,85	2,59	3,97	-
Сечение Б, $L_P = 2240$	125	1	0,48	0,84	1,3	1,64	2,19	-	2,96
		1,5	0,53	0,93	1,44	1,81	2,42	-	3,27
		$\geq 3$	0,55	0,96	1,48	1,86	2,5	-	3,37
	140	1	0,59	1,05	1,64	2,08	2,82	-	3,85
		1,5	0,66	1,16	1,81	2,30	3,10	-	4,25
		$\geq 3$	0,68	1,2	1,87	2,37	3,21	-	4,38
	160	1	0,74	1,25	2,53	3,22	4,39	-	5,76
		1,5	0,82	1,38	2,79	3,56	4,85	-	6,36
		$\geq 3$	0,84	1,42	2,88	3,67	5,01	-	6,56
	200	1	1,02	1,85	2,96	3,77	5,13	-	6,73
		1,5	1,13	2,05	3,27	4,17	5,67	-	711
		$\geq 3$	1,17	2,11	3,37	4,3	5,85	-	7,33

Окончание табл. 10.2

Сечение и длина ремня, мм	$D_1$ , мм	$u$	Частота вращения меньшего шкива, мин <sup>-1</sup>						
			200	400	700	950	1450	2800	2900
Сечение В, $L_P = 3750$	200	1	1,39	2,41	3,69	4,58	5,84	-	-
		1,5	1,53	2,67	4,08	5,03	6,45	-	-
		$\geq 3$	1,58	2,75	4,21	5,22	6,66	-	-
	250	1	2,03	3,62	5,64	7,04	9,04	-	-
		1,5	2,25	4	6,23	7,82	9,99	-	-
		$\geq 3$	2,32	4,12	6,43	8,07	10,3	-	-
	280	1	2,42	4,32	6,76	8,49	10,72	-	-
		1,5	2,67	4,78	7,52	9,37	11,84	-	-
		$\geq 3$	2,76	4,93	7,76	9,67	12,22	-	-
	315	1	2,86	5,14	8,09	10,05	12,46	-	-
		1,5	3,16	5,68	8,93	11,1	13,76	-	-
		$\geq 3$	3,26	5,86	9,21	11,45	14,20	-	-
Сечение Г, $L_P = 6000$	315	1	4,22	7,28	11,23	14,09	-	-	-
		1,5	4,68	8,08	12,46	15,63	-	-	-
		$\geq 3$	4,81	8,29	12,8	16,06	-	-	-
	355	1	5,31	9,24	13,7	16,15	-	-	-
		1,5	5,87	10,2	15,13	17,84	-	-	-
		$\geq 3$	6,06	10,52	15,61	18,4	-	-	-
	400	1	6,52	11,45	17,07	20,06	-	-	-
		1,5	7,21	12,64	18,85	22,16	-	-	-
		$\geq 3$	7,48	13,04	19,45	22,86	-	-	-
Сечение Д, $L_P = 7100$	500	1	10,86	18,55	26,21	28,32	-	-	-
		1,5	11,29	20,49	28,96	31,28	-	-	-
		$\geq 3$	12,37	21,14	29,87	32,27	-	-	-
	560	1	13,09	22,49	31,59	33,4	-	-	-
		1,5	14,46	24,85	34,9	36,9	-	-	-
		$\geq 3$	14,91	25,64	36,01	38,07	-	-	-
	630	1	15,65	26,95	37,26	37,92	-	-	-
		1,5	17,28	29,77	41,17	41,89	-	-	-
		$\geq 3$	17,83	30,71	42,47	43,22	-	-	-

Ремни сечением О можно применять для мощности до 2 кВт, сечением Е – выше 200 кВт.

Дальнейший расчет передачи сводится к определению необходимого числа ремней для передачи заданной мощности с учетом условий работы:

$$z = \frac{k_D \cdot N_1}{N_0 \cdot k_\alpha \cdot k_l \cdot k_z},$$

где  $z$  – необходимое число ремней;  $N_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт;  $N_0$  – мощность, передаваемая одним ремнем, кВт (см. табл. 10.2);  $k_D$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки и режим работы передачи. В зависимости от характера нагрузки  $k_D$  меняется в пределах 1,0...1,6;  $k_\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата ведущего шкива.

При изменении угла обхвата от 90...180°  $k_\alpha = 0,68...1,0$ ;

$k_l$  – коэффициент, учитывающий длину ремня;

$k_z$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями. При увеличении числа ремней от 2 до 6 коэффициент изменяется в пределах 0,95 – 0,85.

Угол обхвата определяется по формуле (10.1).

Действительное межосевое расстояние уточняется по принятой длине ремня

$$a_W = \frac{2L_p - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}$$

Проверка на число пробегов выполняется по формуле (10.2).

**Пример.** Рассчитать клиноременную передачу привода конвейера подачи заготовок в швейном цехе.

**Задано:** мощность на ведущем шкиве  $N_1 = 2$  кВт, частота его вращения  $n_1 = 1425 \text{ мин}^{-1}$ , передаточное число  $u = 3$ .

**Решение.** Принимаем по табл. 10.2 тип ремня  $A$ , диаметр ведущего шкива  $D_1 = 90$  мм, длину ремня  $L_p = 1700$  мм. Интерполируя для заданной частоты вращения величину мощности, передаваемой одним ремнем, получаем  $N_0 = 1,0$  кВт.

Диаметр ведомого шкива  $D_2 \approx D_1 u = 90 \cdot 3 = 270$  мм.

Межосевое расстояние, соответствующее принятой длине ремня,

$$\begin{aligned} a_W &= \frac{2L_p - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} = \\ &= \frac{2 \cdot 1,7 - \pi(0,27 + 0,9) + \sqrt{[2 \cdot 1,7 - \pi(0,27 + 0,9)]^2 - 8(0,27 - 0,9)^2}}{8} = \\ &= 0,560 \text{ м} = 560 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{a_W} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{(0,27 - 0,09)}{0,56} \cdot 57^\circ = 162^\circ.$$

Необходимое число ремней передачи

$$z = \frac{k_D \cdot N_1}{N_0 \cdot k_\alpha \cdot k_l \cdot k_z} = \frac{1,0 \cdot 2,0}{1,0 \cdot 0,96 \cdot 1,0 \cdot 0,9} = 2,3.$$

Принимаем число ремней  $z = 3$ .

Число пробегов ремня

$$n_{np} = \frac{V}{L_P} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot L_P} = \frac{\pi \cdot 0,09 \cdot 1425}{60 \cdot 1,7} = 3,9 \text{ c}^{-1}.$$

Число пробегов  $n_{np} = 3,9 \text{ c}^{-1} \leq [n_{np}] = 10 \text{ c}^{-1}$ .

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какие достоинства плоско- и клиноременных передач?

Какие достоинства и недостатки ременной передачи по сравнению с другими видами передач?

Каков порядок расчета плоско- и клиноременной передач?

Как рассчитать ременную передачу на долговечность?

Как определить силы натяжения ветвей ремня?

## 11. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 11.1. Общие сведения

Зубчатая передача передает вращательное движение между двумя валами с постоянным передаточным числом (рис. 11.1). Меньшее колесо называют шестерней, большее – колесом.

**Преимущества** зубчатых передач:

1. Постоянное передаточное число.
2. Высокий КПД (до 0,99).
3. Малый габарит.
4. Простота в эксплуатации.
5. Возможность передачи мощностей в широких пределах (до 50 000 кВт).
6. Работа с высокими скоростями (до 150 м/с).

**Недостатки** зубчатых передач:

1. Шум при работе.
2. Повышенная точность при изготовлении.

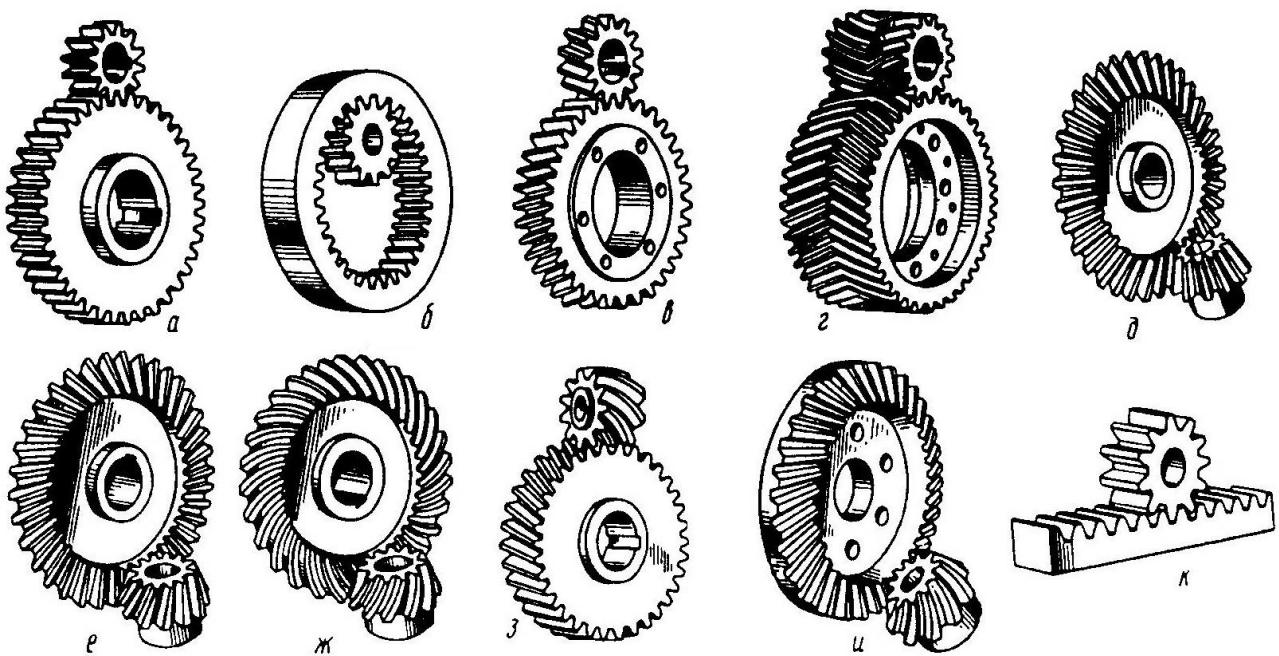


Рис. 11.1. Основные типы зубчатых передач:

*а, б, в, г* – цилиндрические, с прямыми, косыми и шевронными зубьями; *д, е, ж* – конические с прямыми, косыми и круговыми зубьями; *з* – винтовая; *и* – гипоидная; *к* – реечная

Зубчатые передачи могут быть классифицированы по следующим признакам.

В зависимости от относительного расположения валов:

цилиндрические – геометрические оси валов параллельны (*рис. 11.1, а*);

конические – геометрические оси валов пересекаются (*рис. 11.1, д, е, ж*);

червячные – геометрические оси валов скрещиваются (*рис. 11.2*);

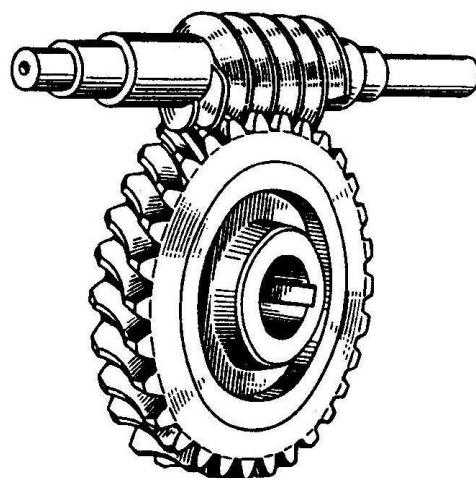


Рис. 11.2. Червячная передача

реечные (рейка имеет возвратно-поступательное движение). Передача применяется для преобразования вращательного движения в поступательное и обратно (рис. 11.1, к).

По расположению зубьев по отношению к образующей колеса:

прямозубые (рис. 11.1, а, б);

косозубые (рис. 11.1, в);

шевронные (рис. 11.1, г).

По форме профиля зуба в плоскости, перпендикулярной оси колеса:

эвольвентные;

круговые – зацепление М. Л. Новикова (рис. 11.3).

Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, который и будет рассмотрен в учебном пособии.

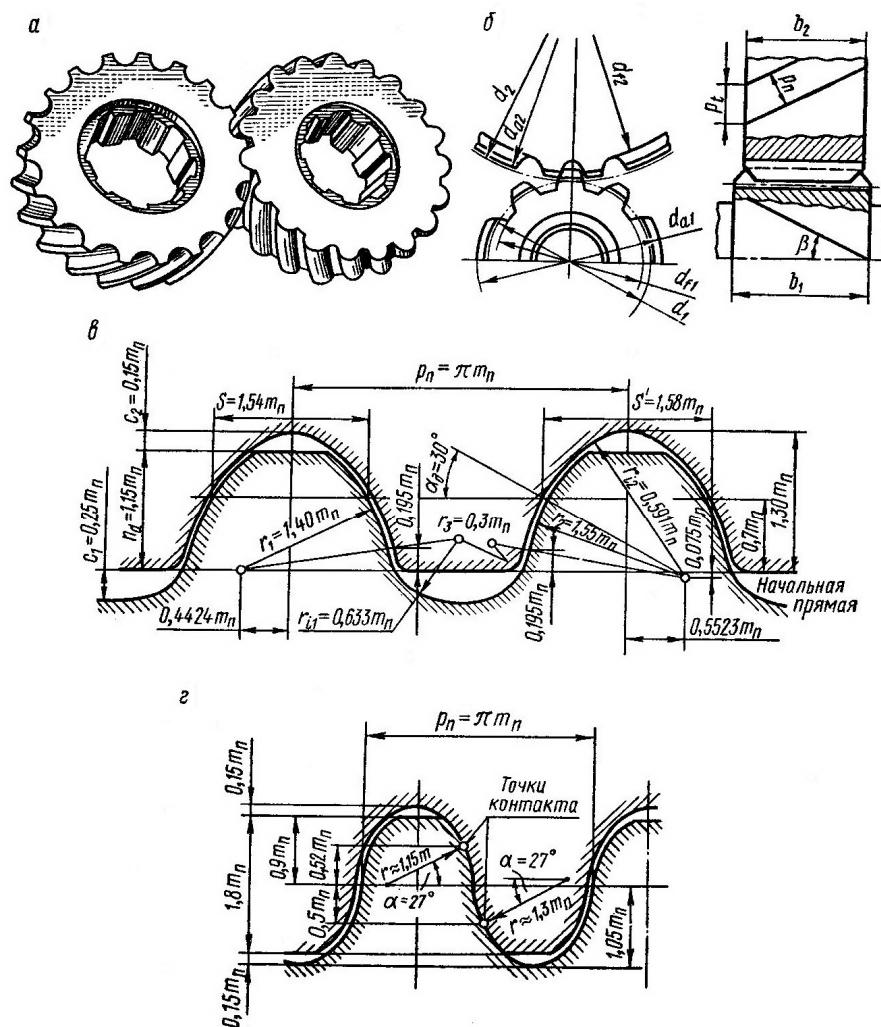


Рис. 11.3. Зубчатая передача Новикова

По конструкции зубчатых колес:

вал-шестерня – вал и шестерня составляют одно целое (рис. 11.4, а);

колесо со сплошным диском (рис. 11.4, б);

колесо с облегченным диском (рис. 11.4, в).

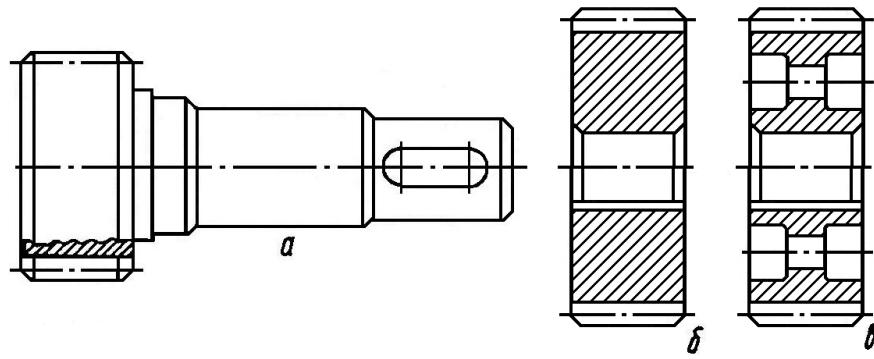


Рис. 11.4. Конструкции зубчатых колес:  
 $a$  – вал-шестерня;  $\bar{b}$  – со сплошным диском;  $\bar{c}$  – с облегченным диском

По виду зацепления:

внешнее – колеса вращаются в разные стороны (рис. 11.1,  $a$ );

внутреннее – колеса вращаются в одну сторону (рис. 11.1,  $\bar{b}$ ).

## 11.2. Геометрические параметры цилиндрических прямозубых передач

Параметры шестерни и колеса обозначаются соответственно индексами 1 и 2 (на рис. 11.5  $d_1, d_2$  – диаметры начальных окружностей шестерни и колеса).

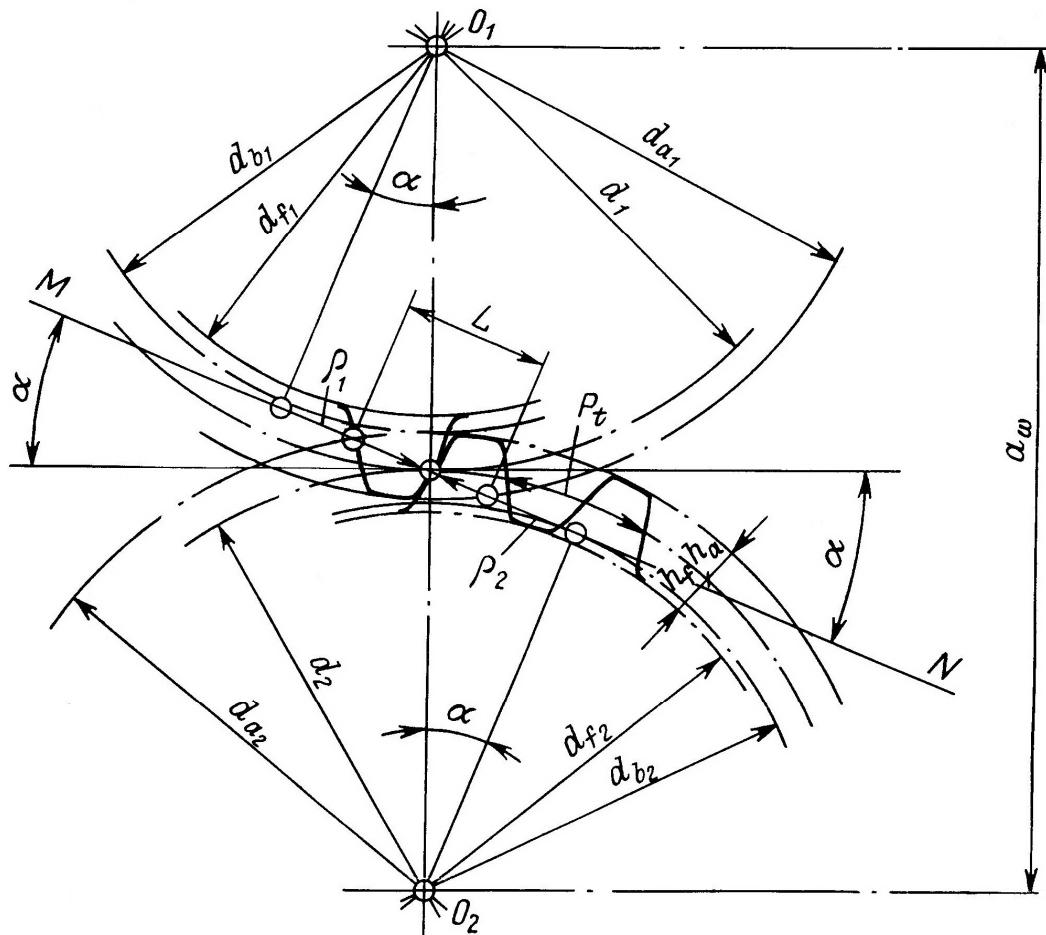


Рис. 11.5. Элементы зубчатого зацепления

Начальные окружности при зацеплении зубчатых колес соприкасаются между собой в точке, называемой полюсом зацепления, и катятся друг по другу без скольжения.

Если рассматривать отдельно взятое колесо, то аналогичный диаметр называется делительным и представляет собой окружность, по которой обкатывается инструмент при нарезании зубьев. Для повышения прочности зубьев в определенных случаях их изготавливают со смещением инструмента нарезания (корrigируют). У не корригированных колес начальные и делительные окружности совпадают. В зацеплении корригированных колес эти окружности не совпадают.

Основным параметром зубчатых колес является модуль. Различают окружной модуль  $m_t$  и нормальный модуль  $m_n$  которые определяют, разделив величину соответствующего шага на число  $\pi$ :

$$m_t = \frac{P_t}{\pi}; \quad m_n = \frac{P_n}{\pi};$$

где  $P_t$  – окружной шаг;  $P_n$  – нормальный шаг (рис. 11.6).

Для прямых зубьев  $m_n = m_t$ , для косых и шевронных  $m_n = m_t \cos \beta$ .

Модули эвольвентных зубчатых колес стандартизированы по ГОСТ 9563 – 80 (СТ СЭВ 310-76). Стандарт распространяется на нормальные модули для цилиндрических колес в диапазоне 0,05 – 100 мм. Ниже приведен наиболее употребительный диапазон (1-й ряд предпочтителен).

Ряд	Модуль
1-й	1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 1,1; 14; 18; 22; 28; 36

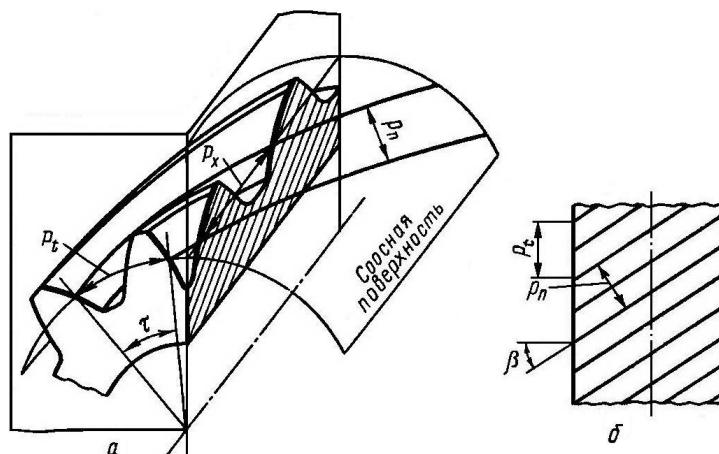


Рис. 11.6. К определению окружного и нормального шагов в косозубом колесе:

*a* – пространственная схема; *б* – вид сверху на элемент зубчатого колеса

Длина делительной окружности прямозубого колеса  $\pi d = zP_t$ , откуда  $d = \frac{zP_t}{\pi} = mz$ . Для не корrigированных колес высота головки зуба принимается  $h_a = 1m$ , а ножки –  $h_f = 1,25m$ .

Отсюда диаметр окружности выступов

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m = m(z + 2).$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2h_f = d - 2,5m = m(z - 2,5).$$

Эвольвентный профиль зуба очерчивается прямой линией, которая катится без скольжения по основной окружности с диаметром  $d_b$  (см. рис. 11.5):

$$d_b = d \cos \alpha$$

где  $\alpha$  – угол зацепления. Для не корригированных передач  $\alpha = 20^\circ$ .

Обозначим через  $d_1$  диаметр делительной окружности шестерни, а через  $d_2$  – колеса, тогда межосевое расстояние

$$a_W = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}.$$

На линии зацепления  $MN$ , которая является касательной к основным окружностям, выделим рабочий участок  $L$ , ограниченный точками пересечения линии зацепления с окружностями выступов  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$ . На этом участке происходит контакт зубчатой пары во время работы передачи.

Коэффициент перекрытия  $\varepsilon$  показывает количество пар зубьев, которые одновременно находятся в зацеплении:

$$\varepsilon = \frac{L}{P_b},$$

где  $P_b = P \cos \alpha$  – шаг по основной окружности.

Для обеспечения плавного хода передачи коэффициент перекрытия должен быть больше единицы, т. е.  $\varepsilon > 1$ .

### 11.3. Расчет цилиндрических прямозубых передач на прочность

При работе зубчатой передачи между зубьями возникает сила давления  $F_n$ , направленная по линии зацепления (рис. 11.7). Кроме того, от скольжения зубьев возникает сила трения  $F_f$ . Однако учитывая, что величина силы  $F_f$ , невелика, по сравнению с силой  $F_n$ , ее в дальнейших расчетах не

рассматривают. Сила  $F_n$  действует нормально к профилям сопряженных зубьев.

Рассмотрим равновесие ведомого колеса, испытывающего действие силы  $F_n$ . Последняя раскладывается на две составляющие:  $F_t$  – окружную силу и  $F_r$  – радиальную силу.

Условие равновесия

$$T_2 - F_t \frac{d_2}{2} = 0,$$

откуда

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальное усилие

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha.$$

Полное усилие

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha} = \frac{T_2}{0,5d_2 \cos \alpha}.$$

На зубья ведущего колеса действуют те же усилия, только в противоположном направлении.

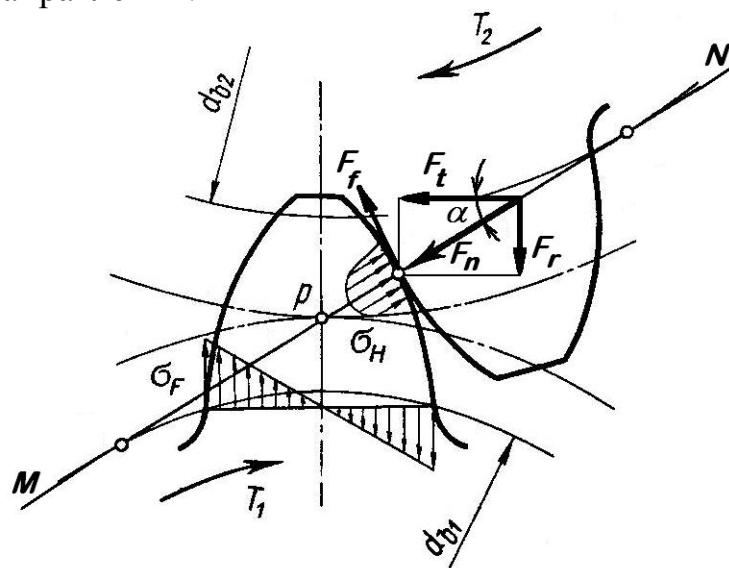


Рис. 11.7. Схема к расчету зубьев

Под действием сил  $F_t$  и  $F_r$  зубья находятся в сложном напряженном состоянии.

В поперечных сечениях зубьев возникают напряжения изгиба  $\sigma_F$ , а в поверхностных слоях – контактные напряжения  $\sigma_H$ . Напряжения изгиба вызывают поломку зубьев, а контактные – усталостное выкрашивание

поверхностных слоев. Во избежание поломки и выкрашивания зубьев их рассчитывают на изгиб по напряжениям изгиба и на контактную прочность по контактным напряжениям.

Основным видом расчета зубьев закрытых передач является расчет на контактную прочность. Открытые зубчатые передачи рассчитываются на изгиб.

Расчет цилиндрических прямозубых передач **на контактную прочность** (проверочный расчет) проводят для зацепления на плюсе, где наблюдается зона интенсивного выкрашивания зубьев. Он основан на формуле Герца, рассматривающей контактные напряжения для двух сжатых цилиндров

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{np}}{b \rho_{np}}} \leq [\sigma]_H. \quad (11.1)$$

Следовательно, для использования этой формулы необходимы следующие допущения:

контакт пары зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров;

радиусы кривизны эвольвент пары зубьев равны радиусам двух цилиндров;

длина зуба колеса равна длине образующей цилиндра.

Определим поочередно все составляющие формулы (11.1).

Приведенный модуль упругости материалов зубчатых колес

$$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}.$$

Для стальных колес  $E_{np} = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Нормальное усилие, действующее на ведомом колесе,

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha}.$$

Приведенный радиус кривизны (см. рис. 11.5)

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{\frac{d_1}{2} \sin \alpha \cdot \frac{d_2}{2} \sin \alpha}{\frac{d_1}{2} \sin \alpha + \frac{d_2}{2} \sin \alpha} = \frac{d_1 d_2 \sin \alpha}{2(d_1 + d_2)} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2(1+u)}.$$

Подставим указанные значения в формулу (11.1):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{4T_2 E_{np} k_{Hv} k_{H\alpha} k_{H\beta} (u+1)}{d_2^2 \cos \alpha \sin \alpha}} \leq [\sigma]_H, \quad (11.2)$$

где  $k_{Hv}$  – коэффициент динамической нагрузки;  $k_{H\alpha}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;  $k_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки по длине контактных линий.

Данная формула используется для проверочных расчетов.

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_R Z_v K_{HL}}{S_H},$$

где  $\sigma_{H\lim}$  – предел контактной усталости поверхностей зубьев.

При поверхностной твердости материала зубьев  $HB \leq 350$ , достигнутой нормализацией или улучшением (МПа),

$$\sigma_{H\lim} \approx 2HB + 70.$$

При поверхностной закалке с твердостью поверхности зубьев  $HRC 40...56$  (МПа)

$$\sigma_{H\lim} \approx 2HRC + 200.$$

В формулах  $S_H$  – коэффициент безопасности зубчатых колес ( $S_H = 1,1$  для материала с однородной структурой;  $S_H = 1,2$  при поверхностном упрочнении);  $Z_R = 0,9...1,0$  – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев;  $Z_v = 1,0...1,16$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи;  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности.

При проектировочном расчете обычно определяют межосевое расстояние  $a_W$  и далее получают другие параметры зубчатых колес. Для редукторов  $a_W$  принимают из стандартного ряда.

Для получения расчетной формулы выразим параметры передачи через  $a_W$  и подставим их в формулу (11.2). Зная, что

$$a_W = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_2(u+1)}{2u},$$

$$\text{найдем } d_2 = \frac{2a_W u}{(u+1)}.$$

Введем понятие коэффициента ширины зуба  $\psi_{ba} = \frac{b}{a_W} = 0,2...0,4$  и

получим, что  $b = \psi_{ba} a_W$ .

В результате подстановки получим

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{4T_2 E_{np} k_{Hv} k_{H\alpha} k_H \beta (u+1)^3}{\psi_{ba} a_W^3 u^2 \cos \alpha \sin \alpha}} \leq [\sigma]_H.$$

Решим уравнение относительно  $a_W$ :

$$a_W = K_a (u \pm 1) \sqrt{\frac{T_2 k_H \beta}{u^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}, \quad (11.3)$$

где  $(u + 1)$  – для колес внешнего, а  $(u - 1)$  – внутреннего зацепления.

Для прямозубых стальных зубчатых колес коэффициент может быть  $K_a = 495$ , (для косозубых –  $K_a = 430$ ).

В передачах редукторов общего назначения принимают для зубчатых колес из материала, подвергнутого улучшению,

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_W,$$

а для закаленных –

$$m = (0,012 \dots 0,031) a_W.$$

Величина модуля принимается из стандартного ряда.

Минимальное число зубьев  $z_1 \geq 17$ . В быстроходных передачах для уменьшения шума  $z_1 \geq 25$  или

$$a_W = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m z_1}{2(1+u)}; \quad z_1 = \frac{2 a_W}{m(1+u)} \geq 17.$$

Остальные размеры определяются по формулам расчета геометрических параметров зубчатых передач.

При расчете цилиндрических прямозубых передач **на прочность зубьев по изгибу** принимаем, что нагрузка  $F_n$  сосредоточена у самой вершины головки зуба и направлена нормально к эвольвентному профилю зуба по линии зацепления, касательно к основной окружности. Нагрузка распределена равномерно по длине зуба. При давлении одного зуба на другой она может быть заменена сосредоточенной нагрузкой.

Расчет зубьев на изгиб основывается на следующих допущениях:

нагрузка приложена к вершине зуба;

коэффициент перекрытия принимается равным 1 (увеличение запаса прочности);

силы трения не учитываются.

Перенесем усилие  $F_n$ , действующее на вершину зуба, по линии действия до пересечения с осью симметрии зуба.

Разложим силу  $F_n$  на две составляющие: горизонтальную  $F_t$ , которая изгибает зуб, и вертикальную  $F_r$ , которая сжимает зуб. В профиль зуба вписываем параболическое тело равного сопротивления изгибу, так чтобы вершина его лежала в точке  $C$  (рис. 11.8). Там, где ветви параболы касаются профиля зуба, находим опасное сечение зуба. Это сечение находится выше

основания зуба на величину  $\approx 0,2m$ . По расчетной схеме определяем напряжения изгиба и сжатия:

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_t \cdot l}{\frac{a^2 b}{6}} = \frac{F_n \cos \alpha \cdot l \cdot 6}{a^2 b};$$

$F_t = F_n \cos \alpha$  (из треугольника);

$$\sigma_{сж} = \frac{F_n \sin \alpha}{ab}$$
 (напряжение сжатия).

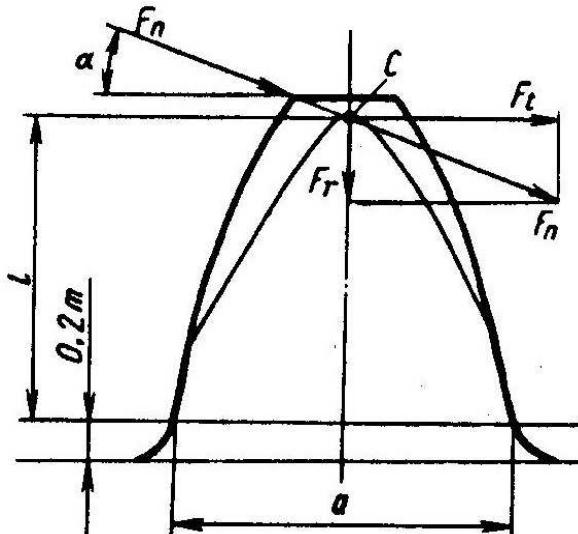


Рис.11.8. Схема к расчету зубьев на изгиб

Усталостные трещины и разрушения начинаются на растянутой (рабочей) стороне зуба. Номинальные напряжения в опасном сечении определяются так:

$$\sigma_{ном} = \sigma_F - \sigma_{сж} = \frac{6F_n \cos \alpha \cdot l}{a^2 b} - \frac{F_n \sin \alpha}{ab}.$$

Так как  $l$  и  $a$  неудобны для расчетов (неопределенные величины), используют геометрическое подобие зубьев с разными  $m$ :

$$l = l_0 m; \quad a = a_0 m,$$

где  $l_0, a_0$  – расстояние для зубчатых колес с  $m = 1$ .

Тогда

$$\begin{aligned} \sigma_{ном} &= \frac{6F_n \cdot \cos \alpha \cdot l_0 \cdot m}{a_0^2 \cdot m^2 \cdot b} - \frac{F_n \cdot \sin \alpha}{a_0 \cdot m \cdot b} = \\ &= \frac{F_t}{m \cdot b} \left[ \frac{6 \cos \alpha \cdot l_0}{a_0^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha}{a_0 \cdot \cos \alpha} \right] = \frac{F_t \cdot Y_F}{m \cdot b}. \end{aligned}$$

Выражение  $\left[ \frac{6 \cos \alpha \cdot l_0}{a_0^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha}{a_0 \cdot \cos \alpha} \right]$  обозначим как  $Y_F$  (коэффициент формы зуба).

$$\sigma_{nom} = \frac{F_t \cdot Y_F}{m \cdot b} \leq [\sigma]_F.$$

Коэффициент  $Y_F$  характеризует напряжения, возникающие в зубе, и зависит от числа зубьев в колесе. Чем больше зубьев у колеса, тем ножка полнее, а значит, и напряжение меньше (см. ниже):

$z$	17	20	25	30	40	50	60	80	100
$Y_F$	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,6

Для технических расчетов зубчатых колес удобнее использовать формулы, где фигурирует крутящий момент  $T$ .

Вместо окружной силы  $F_t$  подставляем крутящий момент с учетом коэффициента нагрузки  $k_F$ :

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot k_F}{d_2}.$$

После подстановки формула принимает вид

$$\sigma_{nom} = \frac{2T_2 \cdot k_F \cdot Y_F}{d_2 \cdot b \cdot m} = \frac{2T_2 \cdot k_F \cdot Y_F}{b \cdot m^2 \cdot z_2} \leq [\sigma]_F.$$

Введем в формулу коэффициент ширины зуба колеса по модулю  $\Psi_{bm}$ , который находится в пределах  $\Psi_{bm} = 10 \dots 15$ , ( $b = \Psi_{bm} \cdot m$ ):

$$\sigma_{Fnom} = \frac{2T_2 \cdot k_F \cdot Y_F}{\Psi_{bm} \cdot m^3 \cdot z_2} \leq [\sigma]_F.$$

Решим формулу относительно модуля

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_2 \cdot k_F \cdot Y_F}{\Psi_{bm} \cdot z_2 \cdot [\sigma]_F}},$$

где  $T_2$  – крутящий момент в Н·мм;  $[\sigma]_F$  – допускаемые напряжения изгибной выносливости в МПа;  $k_F = 1,3 \dots 1,5$  – коэффициент нагрузки.

Допускаемые напряжения определяются по формуле

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{S_F},$$

где  $\sigma_{F\lim}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа ( $\sigma_{F\lim} = 1,75 HB$  при нормализации и улучшении  $HB = 180...350$ ,  $\sigma_{F\lim} = 650...750$  МПа – при цементации и азотировании  $HRC = 55...63$ );

$K_{FL}$  – коэффициент долговечности ( $K_{FL} = 1$  при базовом числе циклов нагружений);

$K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки ( $K_{FC} = 1$  – для односторонней нагрузки,  $K_{FC} = 0,7...0,8$  – для реверсивной нагрузки);

$S_F$  – коэффициент безопасности ( $S_F = 1,7...2,2$ ).

#### 11.4. Косозубые цилиндрические передачи

В зубчатых колесах таких передач (рис. 11.9) зубья расположены под углом  $\beta$  к оси вращения, который принимается  $8...16^\circ$ . На рис. 11.9 показаны ширина колеса  $b$  и длина зуба  $b_n$ , нормальный шаг  $P_n$  и окружной, или торцевой, шаг  $P_t$ . Из приведенных на рисунке прямоугольных треугольников следует, что  $P_n = P_t \cos \beta$ ;  $b = b_n \cos \beta$ .

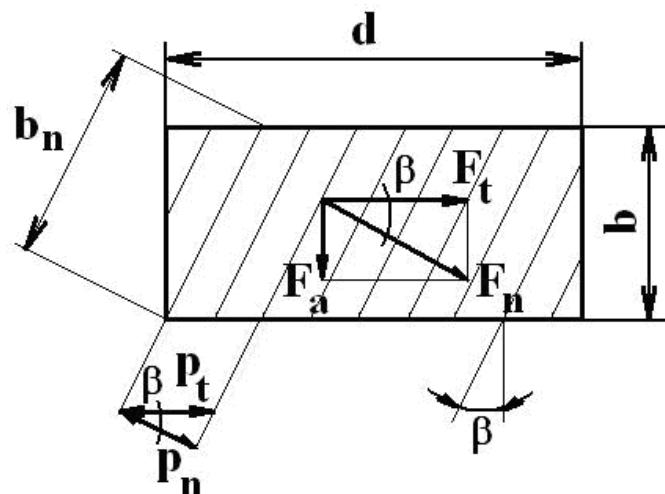


Рис. 11.9. Схема к расчету косозубых цилиндрических передач

#### Преимущества косозубых передач:

больший по сравнению с прямозубыми передачами коэффициент перекрытия;

меньший шум при работе в результате более плавного зацепления;

минимальное число зубьев в шестерне 12-13 (вместо 17 в прямозубой);

возможно применение в быстроходных передачах, где линейная скорость более 15 м/с.

#### Недостатки:

более сложны в изготовлении и монтаже;

в зацеплении возникает осевая сила  $F_a$ , действующая на подшипники. Этого недостатка лишены шевронные передачи, в которых осевые усилия взаимно уничтожаются.

Вводится понятие нормального модуля  $m_n$  и окружного модуля (торцевого)  $m_t$ :

$$m_t = \frac{P_t}{\pi}; \quad m_n = \frac{P_n}{\pi}; \quad m_n = \frac{P_t}{\pi} \cos \beta; \quad m_n = m_t \cos \beta,$$

где  $P_t$  – окружной шаг;  $P_n$  – нормальный шаг.

Основной модуль – это нормальный модуль  $m_n$  по которому выбирается стандартный модуль. Геометрические зависимости в косозубой передаче:

$$a_W = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta};$$

$$m_t = \frac{2a_W}{z_1 + z_2}; \quad m_n = \frac{2a_W \cdot \cos \beta}{z_1 + z_2};$$

$$h = h_a + h_f = 1,0m_n + 1,25m_n;$$

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}; \quad d_a = d + 2m_n; \quad d_f = d - 2,5m_n.$$

Для представления плоскостей действия сил в косозубой передаче рассматриваем куб сил (рис. 11.10), в котором  $F_t$ ,  $F_r$  – силы, действующие в прямозубой передаче;  $F_n$ ,  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$  – силы, действующие в косозубой передаче;  $\alpha$  – стандартный угол зацепления;  $\beta$  – угол наклона зубьев.

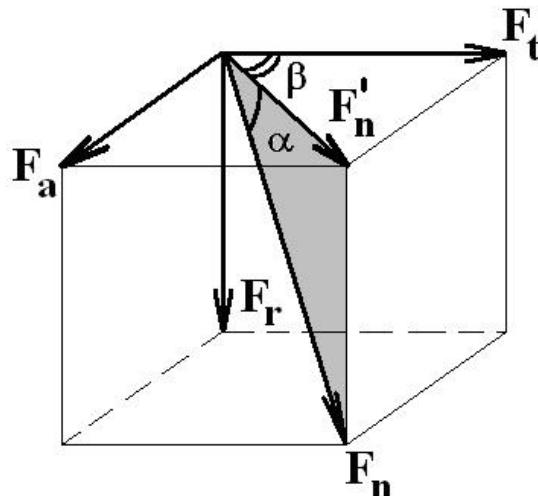


Рис.11.10. Пространственная схема сил, действующих в косозубой передаче

Рассматривая прямоугольные треугольники в кубе, получим

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}.$$

С достаточной для практических расчетов точностью для косозубых колес также используют формулу Герца, но учитывают увеличение коэффициента перекрытия и приведенного радиуса кривизны:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \beta (u + 1)},$$

длины зуба колеса  $b_n = \frac{b}{\cos \beta}$ , а также изменение величины действующей

нормальной силы:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cdot \cos \beta},$$

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{T_2 E_{np} \cos^2 \beta (u + 1)^3 k_{Hv} k_{H\alpha} k_{H\beta}}{\cos \alpha \cdot \psi_{ba} \cdot a_W^3 \cdot \sin \alpha \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H.$$

При проектировочном расчете используется формула (11.3):

$$a_W = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}.$$

При этом коэффициент  $K_a$  может быть принят равным 430. Его уменьшение объясняется увеличением прочности таких колес по сравнению с прямозубыми в результате увеличения коэффициента перекрытия и приведенного радиуса кривизны.

При расчете на изгиб в формулу вводят величину  $Y_\beta$ , учитывающую неравномерность расположения нагрузки в результате наклона контактной линии. По эквивалентному числу зубьев  $z_\vartheta$ , которое может быть приравнено к числу зубьев в эквивалентном прямозубом колесе, определяют коэффициент формы зуба  $Y_F$ :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}; \quad z_\vartheta = \frac{z}{\cos^3 \beta},$$

где  $\beta$  – угол наклона зубьев;  $z$  – число зубьев в косозубой передаче.

Формула  $Y_\beta$  построена на основании экспериментальных данных.

Окончательно имеем ( $\psi_{bm} = 10...25$  для косозубых колес):

$$\sigma_F = \frac{2T_2 \cdot Y_\beta \cdot k_F \cdot Y_F \cdot \cos \beta}{\psi_{bm} \cdot m_n^3 \cdot z_2} \leq [\sigma]_F.$$

Допускаемые напряжения  $[\sigma]_H$  и  $[\sigma]_F$  определяются по табличным данным или по формуле для цилиндрических прямозубых передач.

### 11.5. Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи вращательного движения между пересекающимися валами. Конические передачи могут быть прямозубые и с криволинейными зубьями.

Прямозубые конические передачи применяют при невысоких окружных скоростях (2-3 м/с). При шлифованных зубьях скорость может быть увеличена до 8 м/с.

При более высоких скоростях применяют передачи с криволинейными зубьями, которые обеспечивают более плавное зацепление.

Угол между осями колес  $\gamma$  может быть любой, но наиболее распространен угол  $\gamma = 90^\circ$ .

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Кроме допусков на размеры зубьев необходимо выдерживать допуски на углы  $\gamma$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ , а при монтаже обеспечить совпадение вершин конусов (рис. 11.11). В коническом зацеплении действуют осевые силы, которые усложняют конструкцию опор. Все это уменьшает нагрузочную способность конических передач. Экспериментом установлено, что она составляет около 0,85 от нагрузочной способности цилиндрических передач.

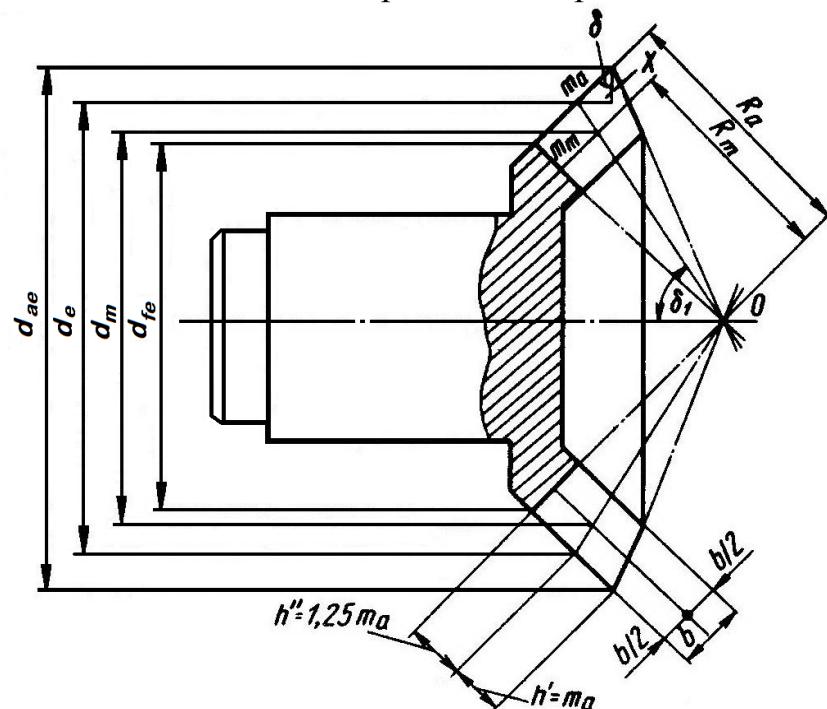


Рис. 11.11. Схема к геометрическому расчету конической передачи

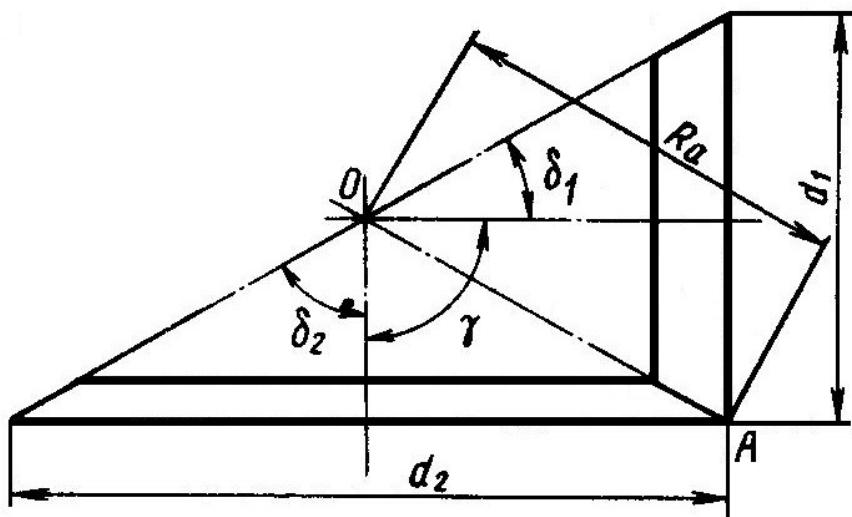


Рис. 11.12. Схема конической зубчатой передачи

Передаточное число определяется так же, как и для цилиндрических передач:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Рассмотрев треугольники (рис. 11.12), получим

$$\frac{d_1}{2} = AO \sin \delta_1; \quad \frac{d_2}{2} = AO \sin \delta_2;$$

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}; \quad \gamma = \delta_1 + \delta_2; \quad u = \frac{\sin(\gamma - \delta_1)}{\sin \delta_1};$$

$$u = \frac{\sin \gamma \cos \delta_1 - \cos \gamma \sin \delta_1}{\sin \delta_1}.$$

Разделив почленно, получим

$$u = \operatorname{ctg} \delta_1 \sin \gamma - \cos \gamma.$$

В частном случае, когда  $\gamma = 90^\circ$ ,

$$u = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Передаточное число следует принимать равным 1...5.

Геометрические параметры конических передач аналогичны параметрам цилиндрических:  $d_{ae}$  – диаметр внешнего конуса (окружность выступов);  $d_{fe}$  – диаметр внешнего конуса (окружность впадин);  $d_e$  – диаметр внешнего конуса (делительная окружность).

Из рис. 11.11 видно, что

$$d_{ae} = d_e + 2h_a \cos \delta = d_e + 2m_e \cos \delta;$$

$$d_{fe} = d_e - 2h_f \cos \delta = d_e - 2,5m_e \cos \delta,$$

где  $h_a$  – высота головки зуба;  $m_e$  – внешний модуль;  $h_f$  – высота ножки зуба.

В конических передачах появляется специфический параметр – конусное расстояние. Оно может быть внешним –  $R_a$ , внутренним –  $R_f$  и средним –  $R_m$ .

Размеры по внешнему конусу удобнее для измерения, их указывают на чертежах. Размеры в среднем сечении используют в силовых расчетах:

$$R_a = R_m + \frac{b}{2}.$$

Для прямозубых передач торцевое и нормальное сечения совпадают.

Соотношение между внешним  $m_e$  и средним  $m_m$  модулями можно получить, рассматривая внешний делительный  $d_e$  и средний делительный  $d_m$  диаметры конусов:

$$d_m = d_e - b \sin \delta \text{ или } m_m z = m_e z - b \sin \delta.$$

Отсюда получаем

$$m_m = m_e - \left( \frac{b}{z} \right) \sin \delta.$$

При расчетах прямозубых конических колес их приводят к эквивалентным прямозубым цилиндрическим колесам и проводят расчет на контактную прочность и изгиб для фиктивных цилиндрических зубчатых колес.

Диаметры эквивалентных зубчатых колес

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.$$

Выражая диаметры через  $z$  и  $m$ , получим

$$z_{v1} m_e = \frac{z_1 m_e}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} m_e = \frac{z_2 m_e}{\cos \delta_2}.$$

Отсюда числа эквивалентных зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Приведенный радиус кривизны определяют для эквивалентных цилиндрических колес:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_{v1} d_{v2} \sin \alpha}{2(d_{v1} + d_{v2})} = \frac{d_{m1} \sin \alpha}{2 \left( \cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right)} = \frac{d_{m1} \sin \alpha \cdot u}{2 \sqrt{u^2 + 1}}.$$

Так как

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}},$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \delta_2}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}},$$

то нормальная сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1 k_{Hv} k_H \beta}{d_{m1} \cos \alpha}.$$

После подстановки в формулу Герца получим

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{4T_1 E_{np} \sqrt{(u^2 + 1)} k_{Hv} k_H \beta}{d_{m1}^2 \cos \alpha \cdot b \sin \alpha \cdot u \cdot v_H}} \leq [\sigma]_H, \quad (11.4)$$

где  $v_H = 0,85$  – опытный коэффициент.

При проектировочном расчете формулу (11.4) преобразуют и решают относительно диаметра шестерни:

$$d_{m1} = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{Hv} k_H \beta \sqrt{(u^2 + 1)}}{0,85 \Psi_{bd} [\sigma]_H^2 \cdot u}},$$

где  $\Psi_{bd} = 0,3...0,6$  – коэффициент ширины зуба.

Расчет на изгиб проводят по тем же формулам, что и для цилиндрических колес, но с учетом снижения нагружочной способности передачи:

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t \cdot k_{Fv} k_F \beta}{0,85 b \cdot m_m} \leq [\sigma]_F.$$

### 11.6. Зубчатые передачи Новикова

Зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением имеют ряд достоинств и получили широкое распространение. Однако они имеют линейный контакт, а следовательно, и малую нагружочную способность. Передачи с зацеплением Новикова обладают повышенной контактной несущей способностью и большим коэффициентом перекрытия. Это достигается тем, что они выполняются косозубыми и имеют выпуклый и вогнутый профили зубьев (*рис. 11.3, а, б*). Различают два вида передач: профиль зубьев шестерни – выпуклый, а колеса – вогнутый (*рис. 11.3, б, в*); профиль зубьев шестерни и колеса – выпукло-вогнутый (*рис. 11.3, г*). В ускорителях профиль зубьев шестерни может быть вогнутый, а колеса – выпуклый. Зубчатые передачи Новикова могут быть как цилиндрическими, так и коническими. Благодаря большей нагружочной способности (в 1,5... 1,7 раза), по сравнению с эвольвентными, передачи Новикова более компактны и могут иметь большое передаточное число.

## 11.7. Зубчатые редукторы

Редуктором называется передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для снижения угловой скорости и повышения крутящего момента. При малых передаточных числах ( $i \leq 12,5$ ) применяются одноступенчатые редукторы. Основное распространение получили двухступенчатые редукторы с  $i = 8 \dots 50$ . При больших передаточных числах применяют трехступенчатые редукторы.

Зубчатые редукторы классифицируют по разным признакам:

по количеству ступней (одно-, двух-, трехступенчатые, *рис. 11.13*);

по типу применяемых зубчатых колес (цилиндрические, конические-цилиндрические и др.);

по характеру расположения валов (горизонтальные, вертикальные, *рис. 11.14*).

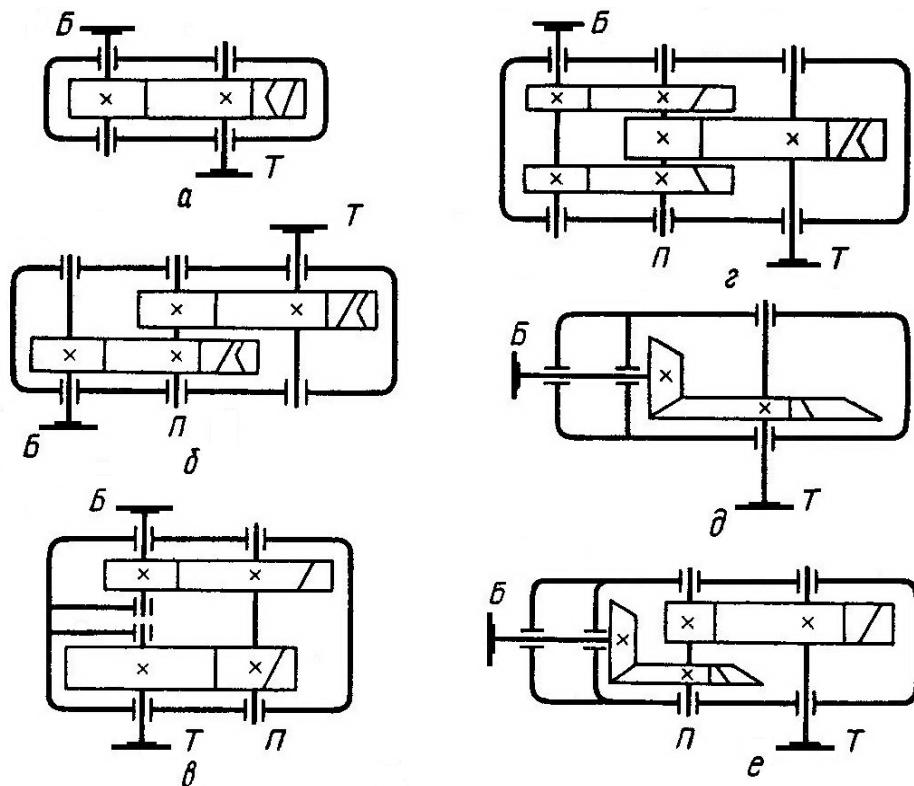


Рис. 11.13. Конструкции редукторов ( $B$ ,  $T$  – быстроходный и тихоходный валы):  $a$  – одноступенчатый;  $b$  – двухступенчатый;  $c$  – соосный;  $d$  – конический;  $e$  – коническо-цилиндрический

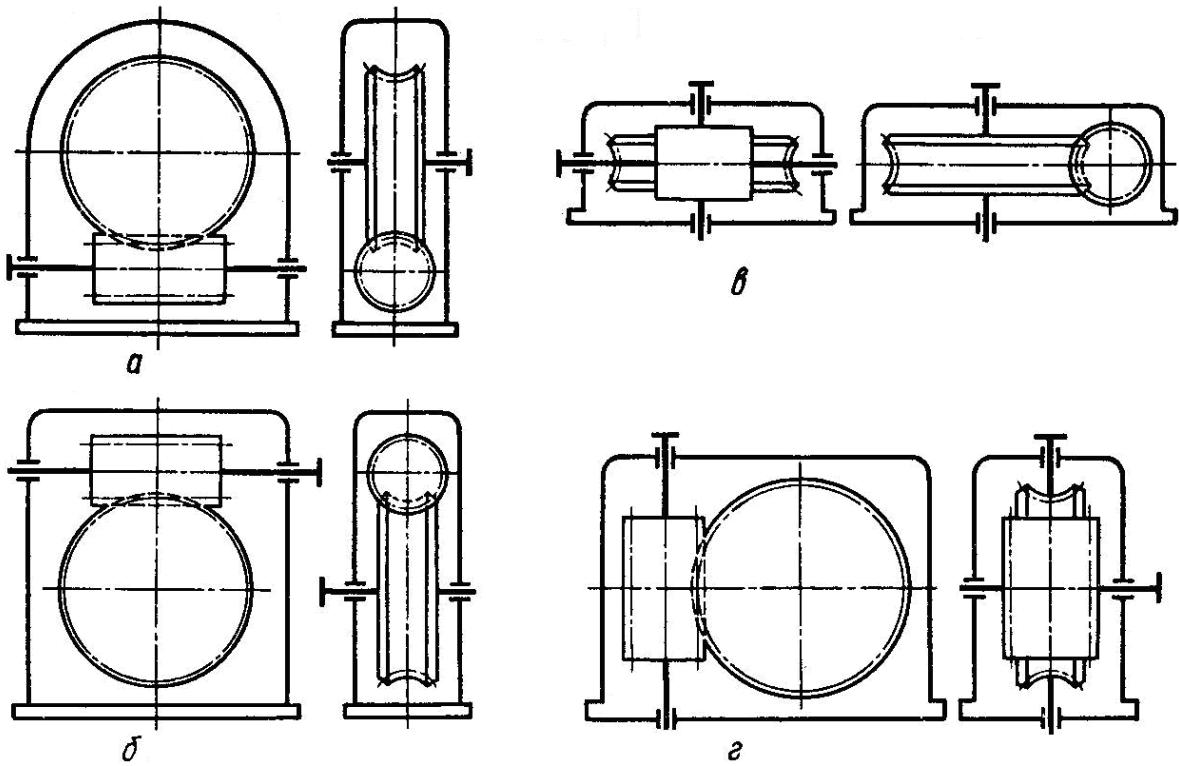


Рис. 11.14. Конструкции редукторов: а, б – с горизонтальным расположением валов; в, г – с вертикальным валом

Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют составными (см. рис. 11.15). Отдельные детали корпуса скрепляют между собой болтами (винтами, шпильками).

В обычных зубчатых редукторах (см. рис. 11.15) корпус состоит из двух основных деталей – основания 1, закрепляемого на фундаменте или на установочной раме, и крышки 2. Для осмотра передач и заливки масла в крышке корпуса предусматривают смотровое отверстие, закрываемое крышкой 3, в которой для редукторов с большим тепловыделением закрепляется отдушина 4; по концам крышки корпуса имеются два грузовых винта 5, петли или крюки для захвата крышки при подъеме грузоподъемной машиной; в основании корпуса находится маслоспускное отверстие, закрываемое пробкой 6; в нем же расположен маслоуказатель 7; в тяжелых редукторах предусмотрены крюки 8 для захвата редуктора при подъеме грузоподъемной машиной. Для точной установки крышки на основание корпуса редуктора используют конические штифты 9. Для облегчения снятия крышки с основания корпуса применяют отжимные винты.

Корпус редуктора должен быть прочным и жестким, так как его деформации могут вызвать перекос валов и, следовательно, неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев. Жесткость корпуса усиливают наружными или внутренними (см. рис. 11.15) ребрами, расположенными у приливов под подшипниками. Форма крышек для подшипников редукторов определяется типом подшипников и способом их установки.

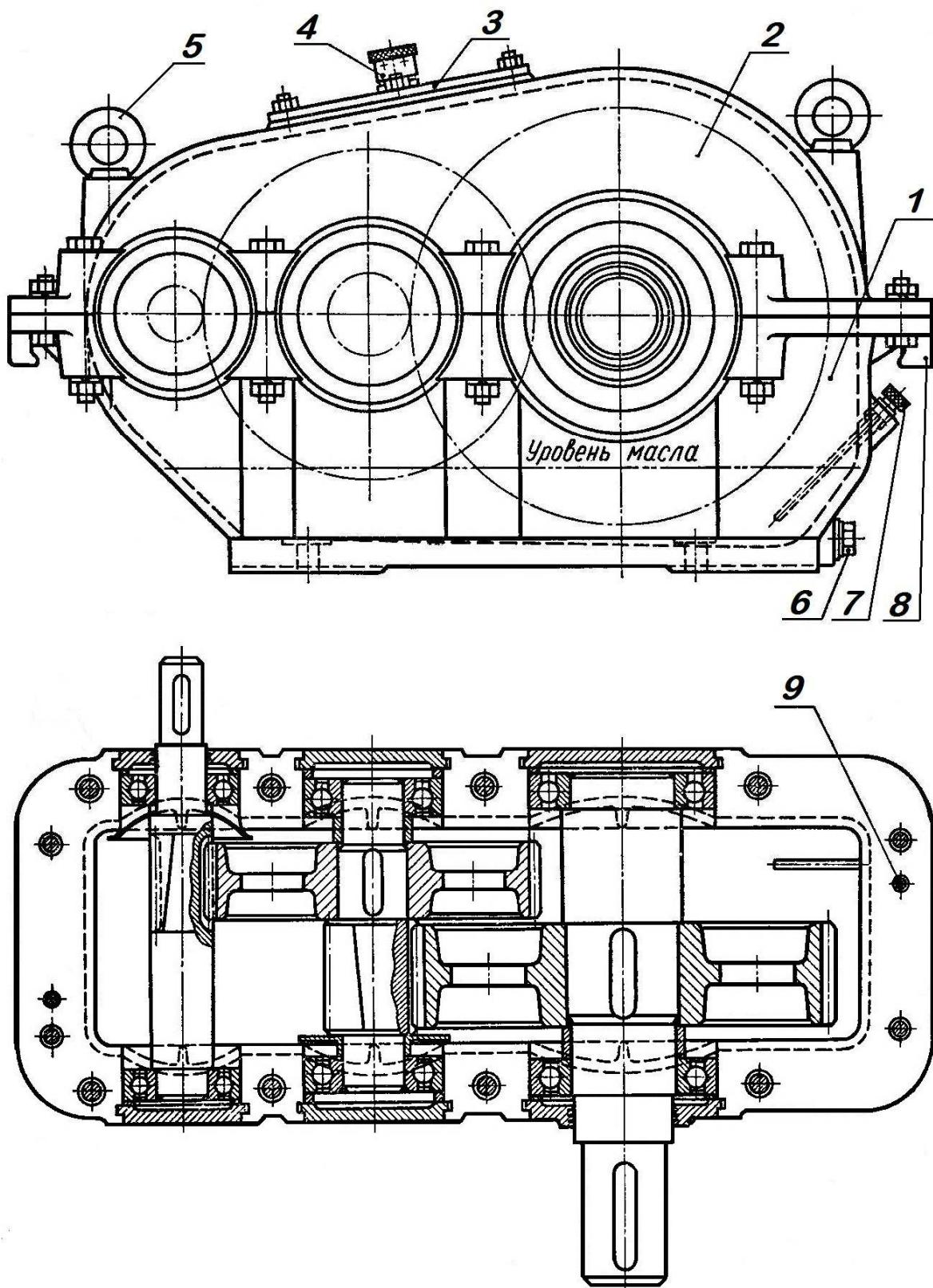


Рис. 11.15. Редуктор двухступенчатый цилиндрический

Корпуса редукторов изготавливают обычно из чугунного литья СЧ15, СЧ18 и СЧ20. Корпуса редукторов, передающих большие мощности при ударных нагрузках, отливают из высокопрочного чугуна и из стали. Иногда при

единичном или мелкосерийном производстве корпуса редукторов изготавливают сварными из листовой стали. Основные габаритные размеры зависят от размеров зубчатых колес. Размеры фланцев корпуса, толщину стенок и другие параметры определяются по эмпирическим зависимостям, которые приведены в справочниках. Валы передач, как правило, устанавливают на подшипниках качения.

Основные параметры  $a_W$  и  $\psi_{ba}$  цилиндрических зубчатых передач для редукторов нормализованы СТ СЭВ 229-75.

**Пример.** Рассчитать прямозубые передачи коническо-цилиндрического редуктора (рис. 11.13, е).

**Задано:** мощность на быстроходном валу  $N_1 = 2,2$  кВт, частота вращения входного и выходного валов  $n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_3 = 75 \text{ мин}^{-1}$ . Нагрузка постоянная. Срок службы 10 тыс. ч.

**Решение.** Для получения небольшого габарита передачи принимаем для шестерен и колес сталь 40ХН. Термообработка – поверхностная закалка ТВЧ. Поверхностная твердость - HRC 45-50.

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim} Z_R Z_v K_{HL}}{S_H} = \frac{965 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,3} = 705,2 \text{ МПа}$$

(принимаем  $[\sigma]_H = 700$  МПа),

где  $\sigma_{H \lim} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965$  МПа,  $Z_R = 0,95$  при шероховатости поверхности зубьев  $R_a = 1,25 \dots 2,5$  мкм;  $Z_v = 1,0$  при скорости  $v$  до 5 м/с;  $K_{HL} = 1,0$  при постоянной нагрузке и незначительном числе циклов нагружений;  $S_H = 1,3$  при поверхностном упрочнении зубьев. Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{650 \cdot 1,0 \cdot 1,0}{1,75} = 371,4,$$

где  $\sigma_{F \lim} = 650$  МПа при поверхностной твердости HRC 45 ... 50;  $K_{FL} = 1,0$  при постоянной нагрузке и незначительном числе циклов нагружений;  $K_{FC} = 1,0$  для односторонней нагрузки (нереверсивная передача);  $S_F = 1,75$  при поверхностном упрочнении зубьев. Принимаем  $[\sigma]_F = 370$  МПа.

Общее передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_1}{n_3} = \frac{950}{75} = 12,666; \quad u_p = u_1 \cdot u_2.$$

Принимаем передаточное число  $u_1 = 4,0$ , тогда

$$u_2 = \frac{u_p}{u_1} = \frac{12,666}{4,0} = 3,166. \text{ Принимаем } u_2 = 3,15 \text{ по ГОСТ 12289-76.}$$

Частота вращения валов:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{950}{4} = 237,5 \text{ мин}^{-1}; n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{237,5}{3,15} = 75,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Мощность на валах с учетом потерь в зацеплении и подшипниках:

$$N_2 = N_1 \eta = 2,2 \cdot 0,95 = 2,09 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_2 \eta = 2,09 \cdot 0,95 = 1,985 \text{ кВт.}$$

Крутящие моменты на валах:

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{2,2}{950} = 22,11 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \frac{2,09}{237,5} = 175,64 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 9550 \frac{1,985}{75,3} = 251,75 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Начальный средний диаметр шестерни для конической передачи

$$d_{m1} = 770^3 \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{Hv} k_{H\beta} \sqrt{(u^2 + 1)}}{0,85 \Psi_{bd} [\sigma]_H^2 \cdot u}} = \\ = 770^3 \sqrt[3]{\frac{22,11 \cdot 1,14 \cdot 1,03 \sqrt{(4^2 + 1)}}{0,85 \cdot 0,4 \cdot 700^2 \cdot 4}} \approx 40 \text{ мм},$$

где  $k_{Hv} = 1,14$  для принятой твердости поверхности и степени точности 8 при скорости до 5 м/с;  $k_{H\beta} = 1,03$  для принятой схемы;  $\Psi_{bd} = 0,4$ . Средний модуль  $m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{40}{20} = 2$  мм.

Ширина зубчатого венца  $b = \Psi_{bd} \cdot d_{m1} = 0,4 \cdot 40 = 16$  мм.

Углы наклона делительных конусов  $\operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = u = 4$ , отсюда  $\delta_1 = 14^\circ$ ,  $\delta_2 = 76^\circ$ .

$$\text{Внешний модуль } m_{e1} = m_{m1} + \frac{b}{z_1 \sin \delta_1} = 2 + \frac{16}{20 \cdot 0,24} = 2,192 \text{ мм.}$$

Принимаем по стандарту  $m_{e1} = 2,5$  мм.

Уточненная величина среднего модуля будет  $m_{m1} = 2,31$  мм.

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u_1 = 20 \cdot 4 = 80$ .

Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{m1} = z_1 m_{m1} = 20 \cdot 2,31 = 46,2 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = z_2 m_{m1} = 80 \cdot 2,31 = 184,8 \text{ мм.}$$

Внешние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{e1} = z_1 m_{e1} = 20 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = z_2 m_{e1} = 80 \cdot 2,5 = 200 \text{ мм.}$$

$$\text{Окружная скорость } v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,0462 \cdot 950}{60} = 2,29 \text{ м/с.}$$

$$\text{Эквивалентное число зубьев шестерни } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{0,97} \approx 21.$$

$$\text{Окружное усилие } F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 22,11}{0,0462} = 957,14 \text{ Н.}$$

$$\text{Напряжение изгиба } \sigma_F = \frac{Y_F F_t \cdot k_{Fv} k_F \beta}{0,85 b \cdot m_m} \leq [\sigma]_F;$$

$$\sigma_F = \frac{4,0 \cdot 957,14 \cdot 1,02 \cdot 1,05}{0,85 \cdot 16 \cdot 2,31} = 130,5 \text{ MPa} \leq [\sigma]_F,$$

где  $Y_F = 4,0$  при  $z_{v1} = 21$ ;  $k_{Fv} = 1,02$  для принятой твердости поверхности, степени точности и скорости;  $k_F \beta = 1,05$  для принятой схемы.

Межосевое расстояние цилиндрической передачи

$$a_W = 495(u_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 k_H \beta}{u_2^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}} = \\ = 495(3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{251,75 \cdot 1,0}{315^2 \cdot 0,3 \cdot 700^2}} = 114,2 \text{ мм,}$$

где  $k_H \beta = 1,0$  для принятой схемы;  $\Psi_{ba} = 0,3$ .

Принимаем число зубьев шестерни  $z_3 = 20$ , тогда число зубьев колеса  $z_4 = z_3 u_2 = 20 \cdot 3,15 = 63$ .

Уточняем модуль передачи:

$$m_2 = \frac{2a_{W2}}{(z_3 + z_4)} = \frac{2 \cdot 114,2}{(20 + 63)} = 2,756 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 9563 – 80 модуль  $m_2 = 3,0$  мм.

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса

$$d_3 = z_3 m_2 = 20 \cdot 3,0 = 60 \text{ мм};$$

$$d_4 = z_4 m_2 = 63 \cdot 3,0 = 189 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатых венцов шестерни и колеса

$$b_4 = \psi_{ba} a_{W2} = 0,3 \cdot 124,5 = 37,5 \text{ мм (принимаем } b_4 = 40 \text{ мм);}$$

$$b_3 = b_4 + 5 = 40 + 5 = 45.$$

Действительная величина межосевого расстояния

$$a_{W2} = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{(60 + 189)}{2} = 124,5 \text{ мм.}$$

Проверка передачи на изгиб

$$\sigma_F = \frac{2T_3 \cdot k_F \cdot Y_F}{\psi_{bm} \cdot m_2^3 \cdot z_4} = \frac{2 \cdot 251,75 \cdot 10^3 \cdot 1,75 \cdot 3,62}{13 \cdot 3 \cdot 63} = 140 \text{ MPa} \leq \\ \leq [\sigma]_F = 370 \text{ MPa},$$

где  $T_3 = 251,75 \cdot 10^3$  Н мм - крутящий момент на валу колеса;

$$k_F = k_{Fv} k_F \beta = 1,75; \quad \psi_{bm} = \frac{b_4}{m_2} = \frac{40}{3,0} = 13.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каковы достоинства и недостатки зубчатых передач с другими видами передач?

Какие различают модули в косозубых, шевронных и конических колесах?

По каким критериям необходимо производить расчет зубчатых передач?

В каких случаях применяют косозубые цилиндрические передачи? Какие силы действуют в косозубой цилиндрической передаче?

Для каких целей предназначены зубчатые редукторы?

## 12. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 12.1. Общие сведения

Червячные передачи состоят из червяка (винта) и червячного колеса (зубчатого колеса с зубьями особой формы). Цилиндрические червяки могут иметь Архимедов профиль резьбы, конволютный, эвольвентный и вогнутый профили. Архимедов червяк в осевом сечении имеет форму прямобочкой рейки с трапециoidalным профилем. Червячные передачи используются для передачи вращательного движения между скрещивающимися валами. Червячные передачи относятся к зубчато-винтовым передачам. В отличие от зубчатых колес обод червячного колеса имеет вогнутую форму, которая способствует охвату червяка и увеличению длины контактных линий.

**Преимущества** червячных передач:

значительное передаточное число (до 1000);  
небольшой габарит;  
бесшумность в работе;  
возможность выполнения передачи с самоторможением.

**Недостатки:**

низкий КПД (0,7 – 0,9);  
необходимость применения дорогих антифрикционных материалов;  
небольшая передаваемая мощность.

### 12.2. Геометрические и кинематические параметры червячных передач

Геометрические расчеты червячных передач аналогичны расчетам зубчатых передач (*рис. 12.1*):

$d_1, d_2$  – начальные (делительные) диаметры червяка и колеса;

$d_{a1}, d_{a2}$  – диаметры окружностей выступов;

$d_{f1}, d_{f2}$  – диаметры окружностей впадин;

$a_W$  – межосевое расстояние;

$P$  – шаг;

$2\gamma$  – угол обхвата ( $60 - 100^\circ$ ).

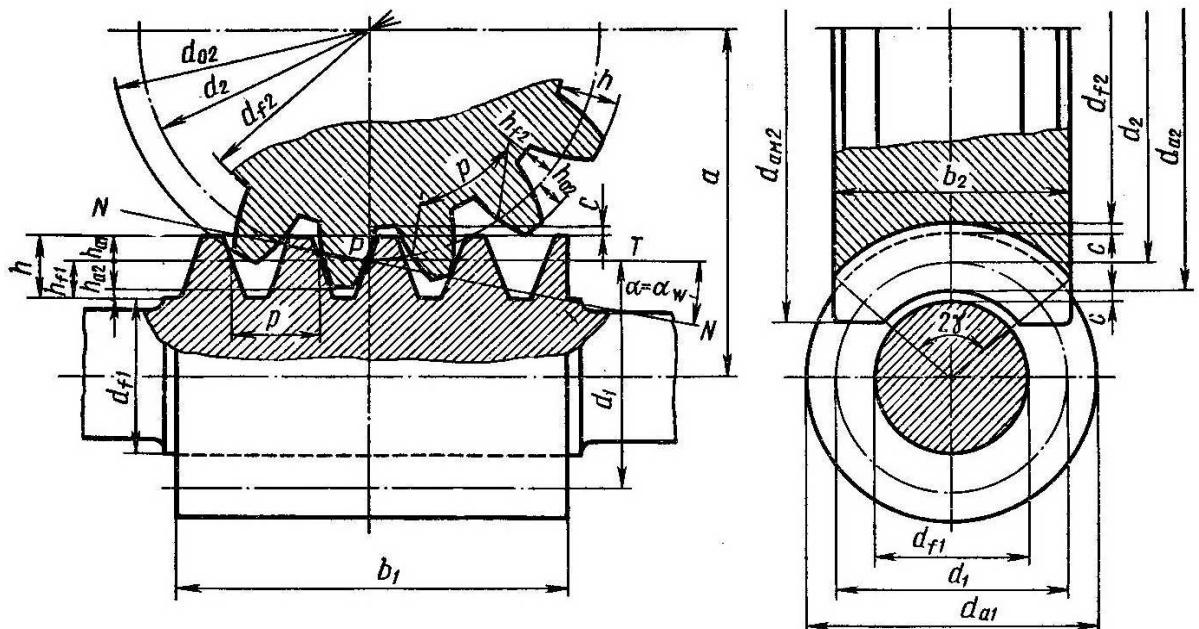


Рис. 12.1. Схема к геометрическому расчету червячной передачи

Следует различать шаг червяка  $P$  и ход винтовой линии  $P_z$  (рис. 12.2) ( $\phi$  – угол подъема винтовой линии). При однозаходном червяке  $P_z = P$ . При двухзаходном червяке  $P_z = 2P$ . При четырехзаходном червяке  $P_z = 4P$ .

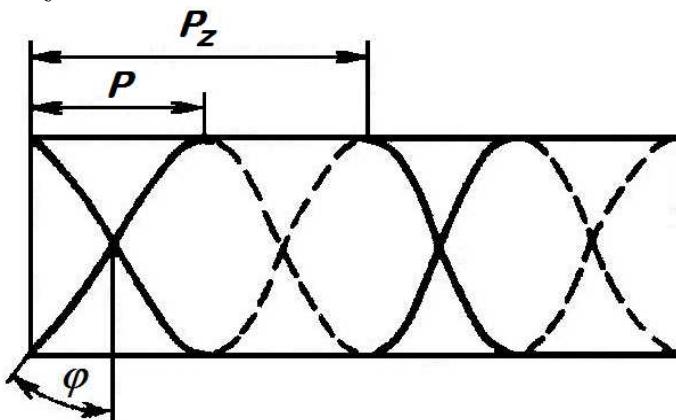


Рис. 12.2. Схема к определению шага червяка и шага винтовой линии

Число заходов червяка определяется по формуле

$$z_1 = \frac{P_z}{P}.$$

Увеличивая число заходов червяка, повышают КПД червячной передачи, однако при этом уменьшают передаточное число  $i = \frac{z_2}{z_1}$ .

Если развернуть винтовую линию на плоскость, получим треугольник, у которого основанием служит длина окружности червяка  $\pi d_1$ , а высота –  $P_z$  у однозаходного и  $P_z = z_1 P$  многозаходного ( $\varphi$  – угол подъема, рис. 12.3).

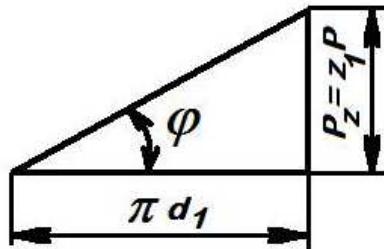


Рис. 12.3. Схема развертки винтовой линии

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P_z}{\pi d_1} = \frac{z_1 P}{\pi d_1}; \quad \frac{P}{\pi} = m; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{z_1 m}{d_1}.$$

Обозначив  $\frac{d_1}{m} = q$ , получим  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{z_1}{q}$ ,

где  $q$  – коэффициент диаметра червяка, выбирается по ГОСТ 2144 – 76 (8; 10; 12,5; 16; 20; 25);  $\varphi = 4 \dots 7^\circ$  (для однозаходного червяка).

При рассмотрении линейных скоростей одноименных точек контакта имеем

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}; \quad V_1 = \frac{n_1 P_z}{60}; \quad V_2 = V_1; \quad \pi d_2 n_2 = n_1 P_z.$$

Делим на  $n_2$ :

$$\pi d_2 = \frac{n_1 P_z}{n_2}; \quad \pi d_2 = u P_z.$$

Так как

$$P_z = \pi d_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi; \quad u = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \varphi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Червячные колеса имеют число зубьев от  $z_2 = 28$  (для однозаходного червяка) до  $z_2 = 300$  (для многозаходных).

Длина винта

$$l = (11 + 0,06 z_2) m; \quad (z_1 = 1 - 2); \quad l = (12,5 + 0,09 z_2) m; \quad (z_1 = 4).$$

Ширина колеса

$$b = 0,75 d_{a1}; \quad (z_1 = 1 - 2); \quad b = 0,67 d_{a1}; \quad (z_1 = 4).$$

Обычно в редукторах  $d_1 = 0,4 a_W$ .

Червяки в силовых передачах выполняют стальными (из цементируемых стилей). Венцы червячных колес выполняют из оловяннистой бронзы при скорости 5 – 30 м/с и из алюминиевой бронзы при небольших скоростях.

### 12.3. Расчет на прочность

Расчет проводится на изгиб и контактную прочность. Так как повышенное трение способствует интенсивному выкрашиванию зубьев, то расчет на контактную прочность является основным, а расчет на изгиб – проверочным. Расчет ведут по колесу как наиболее слабому из двух сопрягаемых элементов. Расчет на изгиб аналогичен расчету косозубых цилиндрических передач, только зубья червячных колес принимают на 20–40 % прочнее косозубых.

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot 2T_2 \cdot Y_F \cdot k_{Fv} \cdot k_{F\beta}}{\psi_{bm} \cdot m_n^3 \cdot z_2} \leq [\sigma]_F. \quad (12.1)$$

В формуле (12.1)  $\sigma_F$  и  $[\sigma]_F$  – в МПа;  $T_2$  – в Н·мм;  $m_n$  – в мм.

Нормальный модуль  $m_n = m \cos \varphi$ .

Расчет на изгиб проводится с учетом эквивалентного числа зубьев:

Особенности формы зубьев червячных колес учитывает коэффициент формы зубьев  $Y_F$  (см. ниже).

$z_{\vartheta 2}$	20	20	26	28	30	32	35	37
	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_F$	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24
	1,98	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61

Коэффициенты  $k_{Fv}$  и  $k_{F\beta}$  имеют те же значения, что и  $k_{Hv}$  и  $k_{H\beta}$  и могут быть взяты из справочников.

При расчете на контактную прочность исходят из формулы Герца.

Для Архимедовых червяков радиус кривизны витков резьбы в осевом сечении равен бесконечности, поэтому приведенный радиус кривизны принимают равным радиусу кривизны колеса:

$$\rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{(\cos^2 \varphi)}.$$

Приведенный модуль упругости необходимо определить. Обычно  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа (для стали) и  $E_1 = 0,9 \cdot 10^5$  МПа (для бронзы и чугуна), угол  $\alpha = 20^\circ$  и  $\cos \varphi \approx 0,95$ . После подстановки этих данных в формулу Герца и ее преобразования получим формулы для проектированного расчета

$$a_W = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left[ \frac{170}{\left( \frac{z_2}{q} \right) [\sigma]_H^2} \right]^2 k_{Hv} k_H \beta T_2}, \quad (12.2)$$

и для проверочного

$$\sigma_H = \frac{170}{\left( \frac{z_2}{q} \right)} \sqrt[3]{\left[ \frac{\left( \frac{z_2}{q} \right) + 1}{a_W} \right]^3 k_{Hv} k_H \beta T_2} \leq [\sigma]_H. \quad (12.3)$$

В формулах (12.2) и (12.3)  $a_W$  – в мм.

#### 12.4. Силы, действующие в червячных передачах

Предполагается, что силы приложены в полюсе зацепления. Рассмотрим три составляющие полного усилия (рис. 12.4).

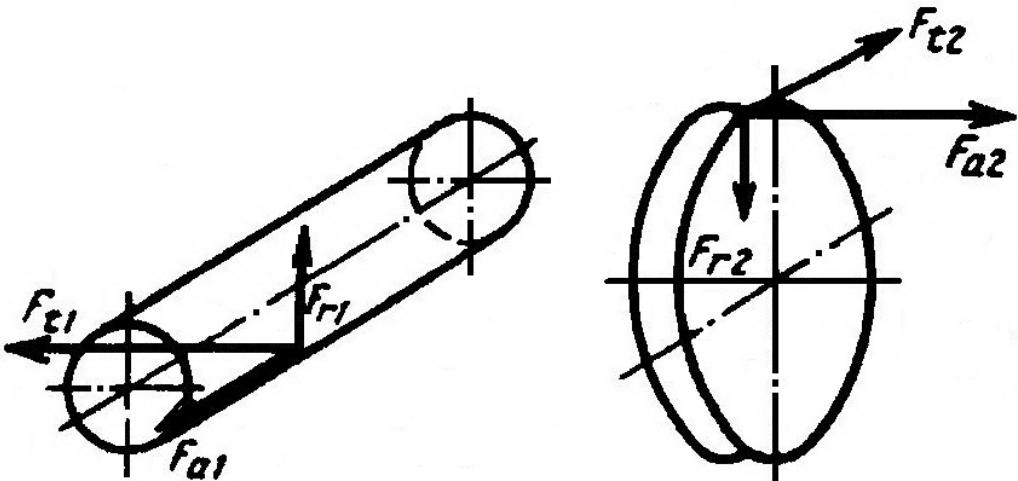


Рис. 12.4. Силы в червячном зацеплении

Окружная сила на колесе  $F_{t2}$  равна осевой силе на червяке  $F_{a1}$ :

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a1} = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Радиальная сила, которая раздвигает колесо и червяк,

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $T_2$ ,  $T_1$  – крутящие моменты на колесе и червяке.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какие достоинства и недостатки имеет червячная передача по сравнению с зубчатой?

Какие материалы используют для изготовления червяка и червячного колеса?

Какой профиль резьбы могут иметь червяки червячной передачи?

В чем состоит особенность расчета червячной передачи на контактную прочность?

Какие силы действуют в червячной передаче?

## 13. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 13.1. Общие сведения

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек, цепи, охватывающей звездочки, а также натяжных и смазочных устройств (рис. 13.1). Они достаточно широко применяются в машинах и механизмах (велосипеды, мотоциклы, автомобили и т. д.).

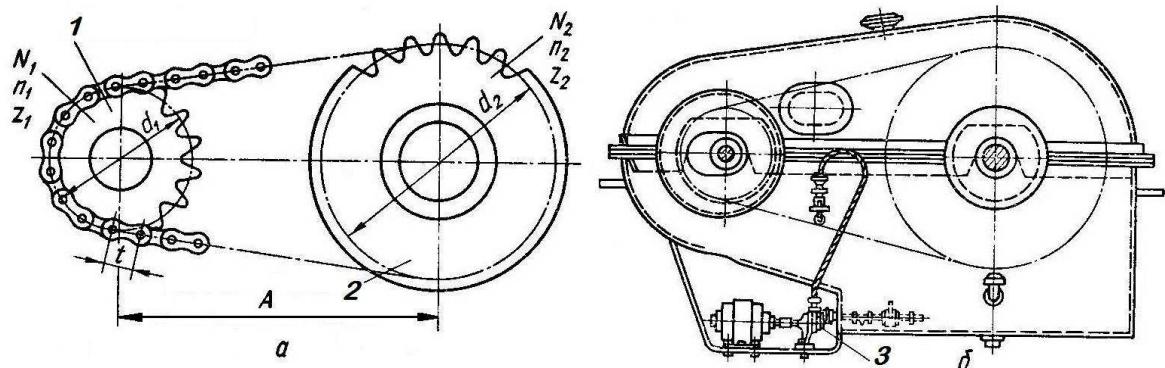


Рис.13.1. Схема цепной передачи: *а* – цепная передача; *б* – с защитным кожухом; 1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – насос

**Достоинства** цепных передач:

возможность передачи вращения на сравнительно большие (по сравнению с зубчатыми передачами) расстояния;

постоянство передаточного числа;

высокий КПД (0,97 – 0,98);

возможность передачи вращения нескольким ведомым звездочкам;

малые силы, действующие на валы.

## Недостатки цепных передач:

необходимость строгого расположения звездочек в одной плоскости с цепью;

износ шарниров из-за невозможности осуществить качественную смазку;  
Необходимость точной установки валов.

Цепи по характеру работы делятся на **три основные группы**:

1) приводные цепи выполняют с шагом  $t = 8 \dots 50$  мм, рабочие скорости – до 30 м/с, используются для передачи вращения от привода к рабочему валу машины;

2) грузовые цепи служат для подвешивания и перемещения груза со скоростью до 0,25 м/с. Имеют шаг  $t = 15 \dots 140$  мм;

3) тяговые цепи служат для перемещения груза с помощью специальных устройств, подвешенных к цепям (элеваторы, конвейеры и др.). Скорость движения до 2 м/с, шаг цепи  $t = 60 \dots 1250$  мм. В качестве приводных цепей применяют втулочные, роликовые и зубчатые цепи.

Приводные роликовые и втулочные цепи выполняют по ГОСТ 13568 – 75.

Втулочные цепи (рис. 13.2, а) состоят из двух внутренних пластин 1, напрессованных на втулки 2, свободно вращающихся на валиках 3, на которых напрессована наружная пластина 4. Эти цепи изготавливают с шагом 9,525 мм (табл. 13.1).

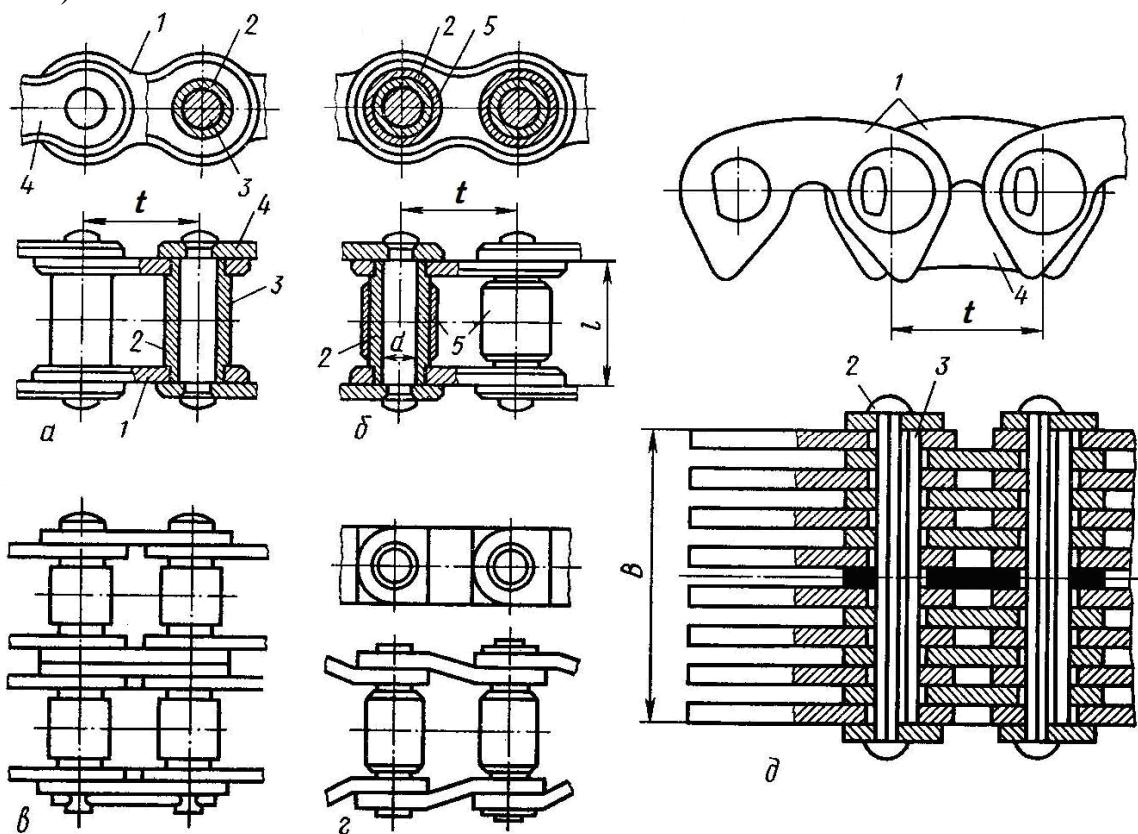


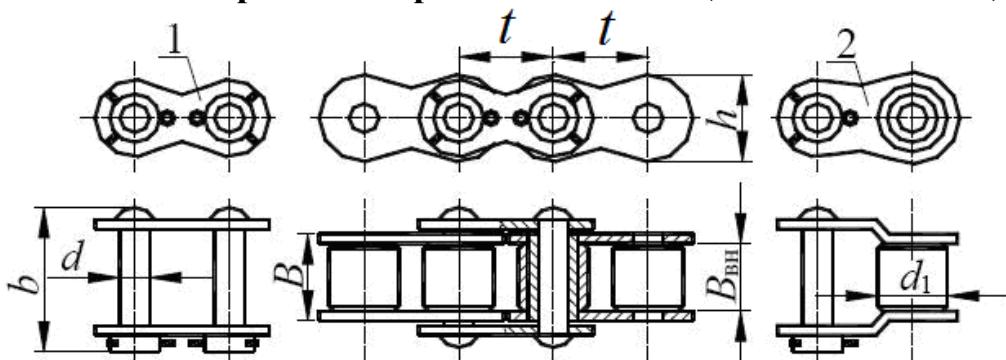
Рис. 13.2. Цепи приводные: *α* – втулочная; *β* – роликовая; *γ* – двухрядная; *δ* – с изогнутыми пластинами

Т а б л и ц а 13.1. Приводные втулочные цепи (ГОСТ 13568 – 75)

Обозначение цепи	Шаг цепи $t$ , мм	$B_{вн}$ , мм	$d$ , мм	$h$ , мм	$A$ , мм <sup>2</sup>	$P$ , кН	$q$ , кг/м
ПВ-9.525-1100	9,525	7,60	3,59	8,8	40,0	11,0	0,50
ПВ-9.525-1200	9,525	9,52	4,45	9,85	59,8	12,0	0,65
2ПВ-9.525-1800	9,525	9,20	4,45	9,85	81,0	18,0	1,00

Роликовые цепи (рис. 13.2, б) отличаются от втулочных тем, что на втулки надеты ролики 5, которые уменьшают трение с зубьями звездочки и их износ. Параметры этих цепей приведены в табл. 13.2. Роликовые цепи могут быть многорядными (рис. 13.2, в) и с изогнутыми пластинами (рис. 13.2, г).

Т а б л и ц а 13.2. Приводные роликовые цепи (ГОСТ 13568 – 75)



1 – соединительное звено; 2 – переходное звено

Обозначение цепи	Шаг цепи $t$ , мм	$B_{вн}$ , мм	$d$ , мм	$d_1$ , мм	$h$ , мм	$B$ , мм	$A$ , мм <sup>2</sup>	$P$ , кН	$q$ , кг/м
ПР-8-460	8,00	3,00	2,31	5,00	7,5	4,77	11	4,6	0,2
ПР-9.525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	8,53	28	9,10	0,45
ПР-12.7-1820-2*	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	11,3	50	18,20	0,75
ПР-15.875-2270-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	10,78	55	22,70	0,8
ПР-15.875-2270-2*	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	13,95	71	22,70	1,0
ПР-19.05-3180*	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	17,75	105	31,80	1,9
ПР-25.4-5670*	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	22,61	180	56,70	2,6
ПР-31.75-8850*	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	27,46	260	88,50	3,8
ПР-38.1-12700*	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	35,46	395	127,00	5,5
ПР-44.45-17240*	44,45	25,40	12,70	25,70	42,4	37,19	475	172,40	7,5
ПР-50.8-226080*	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	45,21	645	226,80	9,7

Зубчатые цепи (*рис. 13.2, д*) состоят из набора пластин. Каждая пластина имеет два зуба с впадиной между ними. Внешние пластины не имеют впадины, что предотвращает их соскальзывание со звездочки. Зубчатые цепи работают с меньшим шумом и могут применяться при скоростях до 35 м/с. Параметры зубчатых цепей приведены в *табл. 13.3*.

**Т а б л и ц а 13.3. Приводные зубчатые цепи ПЗ-1 с шарнирами качения (ГОСТ 13552-81\*) одностороннего зацепления**

Шаг цепи <i>t</i> , мм	<i>b</i> , мм	<i>h</i> , мм	<i>h<sub>1</sub></i> , мм	<i>u</i> , мм	<i>s</i> , мм.	<i>P</i> , Н	<i>q</i> , кг/м
12,7	22,5...52,5 (через 6 мм)	13,4	7,0	4,76	1,5	1000	0,58
15,875	30...70 (через 8 мм)	16,7	8,7	5,95	2,0	1270	0,72
19,05	45...93 (через 12 мм)	20,1	10,5	7,14	3,0	1500	0,86

Конструкции звездочек цепных передач аналогичны зубчатым колесам. В зависимости от размеров, материала и назначения их выполняют целыми (*рис. 13.3*) или составными (*рис. 13.4*).

Звездочки для втулочных и роликовых цепей имеют небольшую ширину. Их обычно выполняют из двух частей – диска с зубьями и ступицы, которые в зависимости от материала и назначения звездочки сваривают (*рис. 13.4, а*) или соединяют заклепками (болтами) (*рис. 13.4, б*). Звездочки для зубчатых цепей (см. *рис. 13.3, б*) широкие, их выполняют целыми. Целые звездочки и диски составных звездочек в основном изготавливают из среднеуглеродистых или легированных сталей 40, 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с закалкой до твердости HRC40...50 или из цементируемых сталей 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН2 с термообработкой до твердости HRC50...60. Звездочки тихоходных передач при скорости цепи  $V \leq 3$  м/с и отсутствии динамических нагрузок изготавливают также из серого или модифицированного чугуна СЧ15, СЧ18, СЧ20, СЧ30 с твердостью поверхности до НВ 260...300. Применяют звездочки с зубчатым венцом из пластмасс (дюропласта или вулколана). Конструкция таких звездочек показана на *рис. 13.4, в*. На ободе металлической части звездочки делают канавку в форме ласточкина хвоста, прерываемую некоторыми поперечными углублениями, в которой помещают зубчатый венец из пластмассы. Преимущество пластмассовых звездочек по сравнению с металлическими – уменьшение износа цепей и шума передачи.

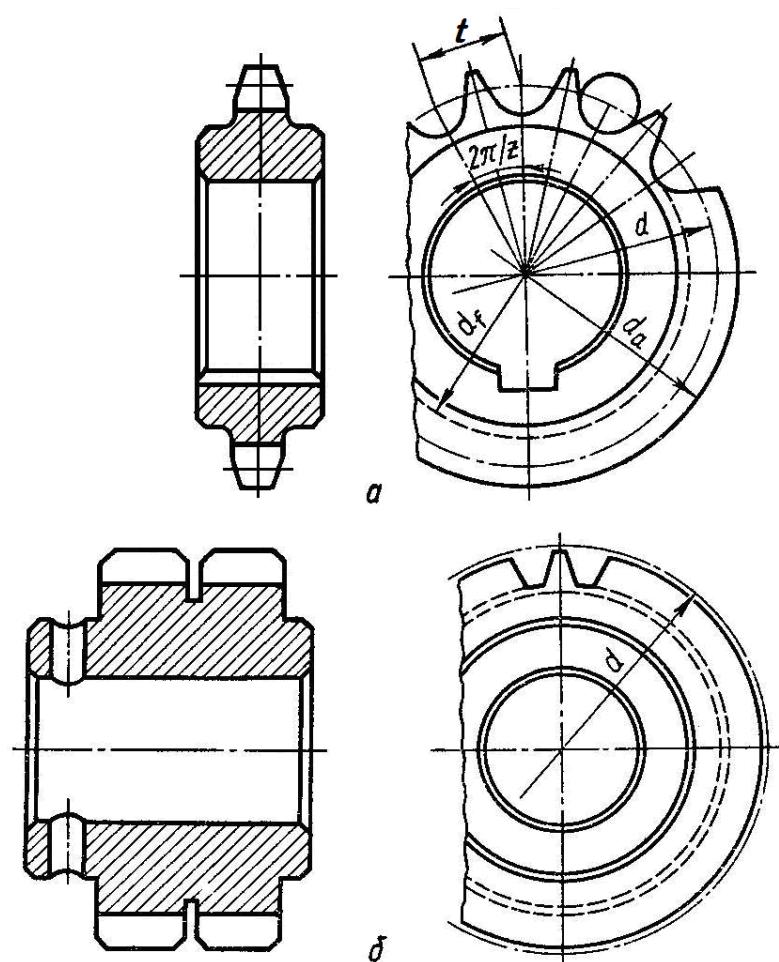


Рис. 13.3. Конструкции звездочек цепных передач

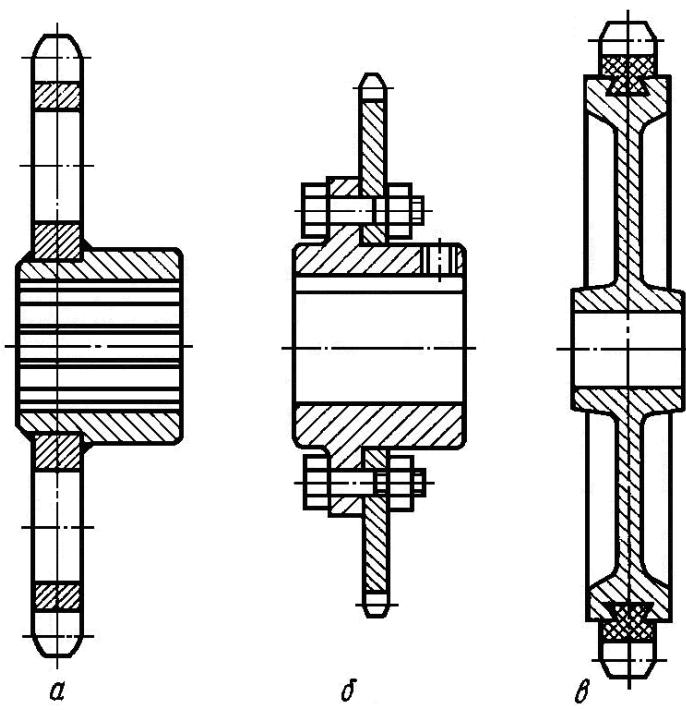


Рис. 13.4. Конструкции звездочек цепных передач – составные

### 13.2. Расчет цепных передач

Современные цепные передачи передают мощность от долей киловатт до нескольких тысяч киловатт.

Передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u \leq 8.$$

Минимальное число зубьев ведущей звездочки,  $z_{\min} = 29 - 2u \geq 13$ . Для втулочно-роликовых цепей  $z = 7$ ; для зубчатых цепей  $z = 13$ .

Скорость цепи и частота вращения:

$$V = \frac{\pi d n}{60}; \quad \pi d = z t; \quad V = \frac{z t n}{60},$$

где  $n$  – частота вращения звездочки, мин<sup>-1</sup>;  $z$  – число зубьев;  $t$  – шаг цепи, м;  $V$  – скорость движения, м/с.

Ориентировочное значение шага однорядной цепи, мм:

$$t = (12,8 \dots 13,5) \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}},$$

где коэффициент 12,8 – для цепей ПР (роликовые однорядные повышенной точности), а коэффициент 13,5 – для цепей ПРЛ (роликовые однорядные нормальной точности),  $T_1$  – момент, Н м,  $z_1$  – число зубьев ведущей звездочки.

Минимальное межосевое расстояние:

$$a_{\min} = d_{a1} + d_{a2} + (30 \dots 50) \text{ мм},$$

где  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$  – наружные диаметры звездочек.

**Силы** в цепных передачах:

$F_1$ ,  $F_2$  – натяжения ведущей и ведомой ветвей цепи;

$F_t = (F_1 - F_2)$  – окружная сила.

Полная нагрузка на ведущую ветвь

$$F_1 = F_t + F_v + F_0.$$

Полная нагрузка на ведомую ветвь

$$F_2 = F_v + F_0,$$

где  $F_v$  – натяжение от центробежных сил, Н ( $F_v = qV^2$ );  $q$  – масса единицы длины цепи, кг/м;  $V$  – окружная скорость, м/с;  $F_0$  – сила предварительного натяжения (от провисания), Н; ( $F_0 = K_f a q g$ );  $K_f$  – коэффициент провисания, зависящий от расположения привода и стрелы провисания ( $b$  – для горизонтальной передачи,  $l$  – для вертикальной передачи);  $a$  – межосевое расстояние;  $g$  – ускорение свободного падения ( $9,81 \text{ м/с}^2$ ).

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износстойкость их шарниров. Для этого давления в шарнирах  $q$  не должны превышать допускаемые  $[q]$ . Отсюда допускаемая окружная сила передачи

$$[F_t] = A[q],$$

где  $A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира;  $[q]$  – допускаемое давление в шарнирах при средних условиях эксплуатации.

Расчет цепи на износстойкость шарниров сводится к сравнению действующей и допускаемой нагрузки с учетом коэффициента запаса:

$$F_t K_{\mathcal{E}} \leq [F_t],$$

где  $K_{\mathcal{E}}$  - коэффициент эксплуатации передачи.

Определение коэффициента эксплуатации

$$K_{\mathcal{E}} = K_D K_a K_h K_{reg} K_{cm} K_{rej} K_T,$$

где  $K_D$  – коэффициент, учитывающий диамичность нагрузки

$$K_D = 1 \dots 1,8;$$

$K_a$  – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние,

при  $a = (30 \dots 50)t$  – принимают  $K_a = 1$ ,

при  $a = (60 \dots 80)t$  –  $K_a = 0,9$ ,

при  $a < 25t$  –  $K_a = 1,25$ ;

$K_h$  – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту

$$K_h = 1 \dots 1,5;$$

$K_{reg}$  – коэффициент, учитывающий регулирование натяжения цепи,

$K_{reg} = 1$  – при регулировании положения оси звездочки,

$K_{reg} = 1,1$  – при использовании нажимных звездочек или роликов,

$K_{reg} = 1,25$  – при отсутствии натяжных устройств;

$K_{cm}$  – коэффициент, учитывающий характер смазывания цепи,

$K_{cm} = 0,8$  – при использовании масляной ванны или насоса,

$K_{cm} = 1$  – при регулярной капельной или внутришарнирной смазке,

$K_{cm} = 1,5$  – при периодической смазке;

$K_{rej}$  – коэффициент, учитывающий режим работы,

$K_{rej} = 1$  – при односменной работе,

$K_{rej} = 1,25$  – при двухсменной работе,

$K_{реж} = 1,45$  – при трехсменной работе;

$K_T$  – коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды,

$K_T = 1$  при температуре –  $25^\circ \text{C}$  до  $150^\circ \text{C}$ .

**Пример.** Рассчитать цепную передачу при следующих данных.

**Задано:** мощность на ведущей звездочке  $N_1 = 2$  кВт, частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 240 \text{ мин}^{-1}$ , ведомой звездочки  $n_2 = 80 \text{ мин}^{-1}$ . Работа передачи двухсменная, спокойная. Натяжение цепи регулируется передвижением вала звездочки. Передача цепи расположена горизонтально. Смазка цепи капельная.

**Решение.** Ориентировочное значение шага однорядной цепи, мм:

$$t = (12,8 \dots 13,5) \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}} = (12,8 \dots 13,5) \sqrt[3]{\frac{79,58}{25}} = 18,46 \dots 19,47.$$

Найденный расчетный шаг цепи корректируется в соответствии с меньшим ближайшим стандартным значением (табл. 13.2).

Для передачи принимаем приводную роликовую цепь ПР 15,875-2270-1 по ГОСТ 13568 – 75. Шаг цепи  $t = 15,875 \text{ мм}$ , площадь опорной поверхности шарнира  $A = 55 \text{ мм}^2$ . Разрушающая нагрузка  $P = 22,7 \text{ кН}$ .

$$\text{Передаточное число передачи } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{240}{80} = 3.$$

Примем число зубьев ведущей звездочки  $z_1 = 25$ .

Число зубьев ведомой звездочки  $z_2 = z_1 u = 25 \cdot 3 = 75$ .

$$\text{Скорость цепи } V = \frac{n_1 z_1 t}{60 \cdot 1000} = \frac{240 \cdot 25 \cdot 15,875}{60 \cdot 1000} = 1,5875 \text{ м/с.}$$

$$\text{Окружная сила } F_t = \frac{N_1}{V} = \frac{2 \cdot 10^3}{1,5875} = 1259,8 \text{ Н.}$$

Оптимальное межосевое расстояние цепной передачи

$$a = 40t = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ мм.}$$

Согласно условиям работы передачи принимаем:  $K_D = 1$ ;  $K_a = 1$ ;  $K_h = 1$ ;  $K_{рег} = 1$ ;  $K_{см} = 1$ ;  $K_{реж} = 1,25$ . При этом коэффициент эксплуатации передачи будет равен  $K_{\mathcal{E}} = 1,25$ .

Допускаемая окружная сила

$$[F_t] = A[q] = 55 \cdot 30 = 1650 \text{ Н.}$$

Условие износостойкости шарниров цепи

$$F_t K_{\mathfrak{D}} = 1259,8 \cdot 1,25 = 1574,75 \leq [F_t] = 1650 \text{ Н.}$$

Делительные диаметры звездочек

$$d_1 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_1)} = \frac{15,875}{\sin(180^\circ/25)} = \frac{15,875}{0,125} = 127 \text{ мм,}$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_2)} = \frac{15,875}{\sin(180^\circ/75)} = \frac{15,875}{0,042} = 377,97 \text{ мм.}$$

Расчетная нагрузка на валы от цепной передачи несколько больше окружной силы вследствие натяжения цепи от массы. Ее принимают равной

$$Q = k_M F_t = 1,15 \cdot 1259,8 = 1448,77 \text{ Н,}$$

где  $k_M$  – коэффициент нагрузки вала, при горизонтальной передаче принимают  $k_M = 1,15$ , при вертикальной  $k_M = 1,05$  (см. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. С. 259.).

Для упрощения расчета ориентировочно примем силу давления на вал от цепной передачи равной окружной силе ( $H$ ):

$$Q \approx F_t = \frac{2T}{d_1},$$

где  $T$  – крутящий момент на ведущем валу передачи, Н·мм;

$d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки, мм.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каковы достоинства цепных передач по сравнению с ременными?

В каких случаях следует применять цепные передачи?

Как определяют усилия на ветвях цепи передачи?

Как проводится расчет цепи на износостойкость шарниров?

## Раздел IV. ОСИ, ВАЛЫ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ

### 14. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

#### 14.1. Классификация осей и валов

Валы и оси служат для поддержания вращающихся деталей и являются, как правило, частью различных передач.

Оси – детали, предназначенные для поддержания вращающихся деталей и не передающие полезного крутящего момента. Обычно они подвергаются воздействию моментов – изгибающего ( $M$ ) и крутящего ( $T$ ) от сил трения. Последние не учитываются при расчетах. Нагрузка, действующая на ось, как правило, вызывает в ней только изгибающие напряжения ( $\sigma_F$ ).

Ось может быть не вращающаяся (ось бобины для нитей ткацкой машины) и вращающаяся (вагонная ось). Оси представляют собой прямые стержни в большинстве случаев круглого сплошного сечения. Оси небольшой длины выполняют одинакового (по всей длине) диаметра, а длинные и сильно нагруженные – фасонными (рис. 14.1, *a*, *b*).

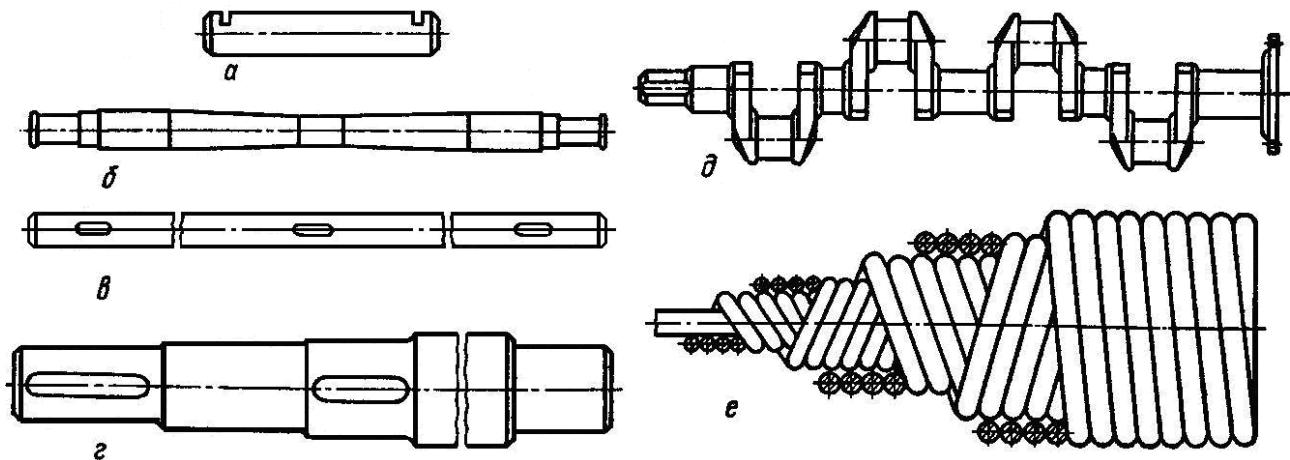


Рис. 14.1. Основные типы осей и валов: *a* – не вращающаяся ось; *b* – фасонная ось; *c* – гладкий вал; *d* – коленчатый вал; *e* – гибкий вал

Валы – детали, предназначенные для передачи крутящего момента  $T$ , а в большинстве случаев и для поддержания вращающихся деталей. Валы работают на кручение, а при наличии вращающихся деталей – и на изгиб. Установленные на валах конические зубчатые колеса, червячные колеса и другие детали вызывают осевые нагрузки. Следовательно, при работе валов в них могут возникнуть напряжения кручения ( $\tau_{kp}$ ), изгиба ( $\sigma_F$ ), растяжения ( $\sigma_p$ ) и сжатия ( $\sigma_{cж}$ ).

**Валы классифицируются** по различным признакам:  
по конструкции (гладкие, фасонные, сплошного сечения и полые) (рис. 14.1, в - е);

по форме геометрической оси (прямые, коленчатые и гибкие). Коленчатые валы применяются для преобразования в машине возвратно-поступательного движения во вращательное, и наоборот. Особую группу составляют гибкие валы с изменяемой формой геометрической оси (бормашина).

Опорные части валов и осей называют цапфами, промежуточные – шейками. Концевые цапфы, работающие в подшипниках скольжения, называются пятами.

Цапфы в большинстве случаев цилиндрические, но бывают и конические (для лучшего регулирования зазора между подшипником и валом путем перемещения вала или вкладыша) и сферические (рис. 14.2).

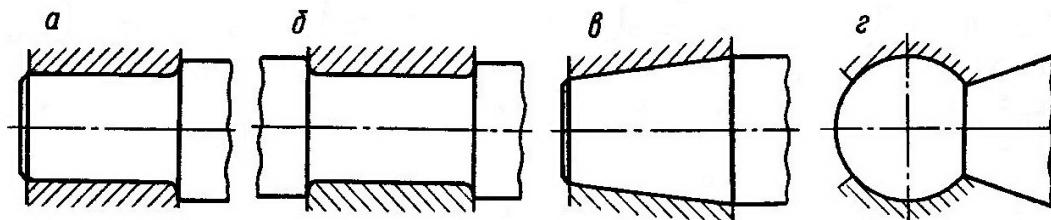


Рис. 14.2. Типы цапф: *а, б* – цилиндрические; *в* – коническая;  
*г* – сферическая

Длина осей обычно не превышает 2-3 м. Длина цельных валов не должна превышать 6-7 м. Более длинные валы делают составными, соединяя с помощью муфт. Оси и валы выполняют из углеродистых и легированных конструкционных сталей.

Для осей и валов без термообработки используют углеродистые стали Ст. 4, Ст. 5, 30, 35, 40, 45.

Оси и валы, к которым предъявляют повышенные требования к несущей способности и долговечности цапф, выполняют из сталей среднеуглеродистых или легированных с улучшением (35, 40, 40Х, 40НХ и др.). Ответственные тяжело нагруженные валы изготавливают из легированных сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, 40ХН, 40ХНМА и др.

## 14.2. Основные критерии расчета осей и валов

Основные критерии работоспособности осей и валов – прочность и жесткость. Из-за опасности усталостного разрушения оси и валы быстроходных машин рассчитывают на сопротивление усталости.

В некоторых случаях быстроходные валы рассчитывают на колебания. При расчете осей и валов на прочность, жесткость и колебания составляется расчетная схема. Принимают, что детали (зубчатые колеса, шкивы и др.)

передают осями и валами силы и моменты посередине своей ширины. Собственную массу деталей, а также силы трения, возникающие в опорах, не учитывают.

Расчет осей проводится по следующей схеме:

1. Составление расчетной схемы и определение действующих сил.
2. Выбор допускаемых напряжений (по таблице и в зависимости от материала, условий посадки и др.).
3. Определение изгибающих моментов в заданных сечениях.

Расчет может быть проверочным, если определяют действующие напряжения и сравнивают их с допускаемыми, и проектировочным, когда определяется диаметр оси.

**Валы** рассчитывают по следующей схеме.

1. Вал работает только **на кручение**:

$$\tau_{kp} = \frac{T}{W_{pol}} \leq [\tau]_{kp} \quad (\text{проверочный расчет}),$$

где  $W_{pol} \approx 0,2d^3$ ;

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_{kp}}} \quad (\text{проектировочный}),$$

где  $d$  – диаметр вала, мм;  $T$  – крутящий момент в опасном сечении, Н·мм;  $W_{pol}$  – полярный момент сопротивления в опасном сечении,  $\text{мм}^3$ .

2. Вал работает **на изгиб и на кручение**. Для расчета вала необходимо знать не только крутящие моменты  $T$ , но и значения изгибающих моментов  $M$  в опасных сечениях. Это требует знания не только значений сил, действующих на вал, но и расстояния между точками приложения сил, т. е. необходимо знать конструкцию вала. Конструкция вала в основном определяется его диаметрами на различных участках, необходимых для посадок зубчатых колес, шестерен, шкивов, подшипников, втулок и т. п.

В этом случае делается предварительный расчет диаметра вала на кручение по пониженным допускаемым напряжениям:

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

где  $\tau_{kp}$  – пониженные допускаемые напряжения на кручение (30 – 40 МПа);  $T$  – действующий крутящий момент, Н·мм ( $T = 9550 \cdot 10^3 \frac{N}{n}$ ,  $N$  – мощность, передаваемая валом, кВт;  $n$  – частота вращения вала, мин<sup>-1</sup>).

В некоторых случаях для предварительного определения диаметра вала пользуются эмпирическими зависимостями. Так, диаметр входного вала

редуктора, соединяемого с электродвигателем, принимают в пределах 0,8 – 1,2 от диаметра вала электродвигателя ( $d_3$ ). Диаметр ведомого вала каждой ступени цилиндрического зубчатого редуктора принимают 0,3 – 0,35 от межосевого расстояния ступени.

По принятому или вычисленному диаметру вала устанавливают его конструкцию. Составляют расчетную схему, определяют все силы, действующие на вал, строят эпюры  $T$ ,  $M$  и затем проводят расчет. Если силы, действующие на вал, расположены не в одной плоскости, то их необходимо разложить по двум взаимно перпендикулярным плоскостям и определить в каждой плоскости опорные реакции и изгибающие моменты, а затем геометрически суммировать реакции и моменты (если угол между плоскостями действия сил  $\leq 30^\circ$ , их можно считать действующими в одной плоскости):

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}; \quad M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Приведенный или эквивалентный момент определяют по третьей теории прочности:

$$M_3 = \sqrt{M^2 + T^2}.$$

Проверочный расчет:

$$\sigma_F = \frac{M_3}{W} \leq [\sigma]_F.$$

Проектировочный расчет:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_3}{0,1[\sigma]_F}}.$$

Для правильной работы передач и подшипников оси и валы должны быть достаточно жесткими. **Жесткость** на изгиб осей и валов обеспечивает равномерное распределение давления по длине контактных линий зубьев зубчатых и червячных колес, отсутствие недопустимого перекоса колец шарикоподшипников и др.

Для обеспечения **жесткости на изгиб** оси или вала необходимо, чтобы действительные значения угла наклона  $\theta$  и прогиба  $y$  не превышали допускаемых (рис.14.3).

$$\theta \leq [\theta]; \quad y \leq [y].$$

Действительные значения  $\theta$  и  $y$  определяются по формулам сопротивления материалов.

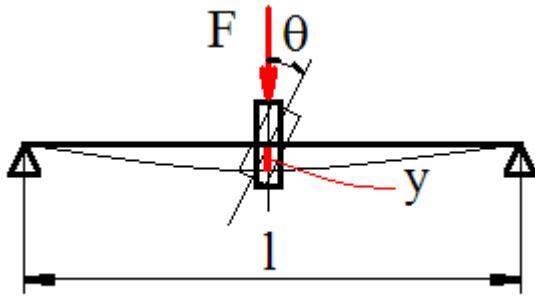


Рис. 14.3. Схема к расчету осей и валов на изгиб

Существуют следующие нормы допускаемых прогибов и углов наклона поперечных сечений осей и валов.

Прогиб максимальный

$$[y] = (0,0002 \dots 0,0003)l.$$

В месте установки зубчатого колеса

$$[y] = (0,01 \dots 0,03)m$$

$l$  – расстояние между опарами;  $m$  – модуль зубчатых колес.

Угол наклона под шестерней  $[\theta] \leq 0,0001$  рад.

Расчет на жесткость проводится после расчета на прочность, когда все размеры известны.

Для большинства валов жесткость на кручение не имеет существенного значения и такой расчет не проводят. Когда же это необходимо, жесткость проверяют по углу закручивания по формуле

$$\phi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_{pol}} \leq [\phi],$$

где  $T$  – крутящий момент, Н·мм;  $l$  – длина закручиваемого участка, мм;  $G$  – модуль сдвига материала вала ( $G \approx 8 \cdot 10^4$  МПа);  $I_{pol}$  – полярный момент инерции площади сечения вала,  $\text{мм}^4$ .

Полярный момент инерции

$$I_{pol} = 0,1d^4.$$

Нормы допускаемых углов закручивания даются на 1 м длины. Например, для трансмиссионных валов механизмов передвижения кранов  $[\phi] \leq 15 \dots 20'$ .

При расчете осей и валов **на сопротивление усталости** учитывают все основные факторы, влияющие на их прочность: характер напряжения, статические и усталостные характеристики материалов, влияние абсолютных размеров оси или вала, состояние поверхности. Расчет заключается в том, что для каждого опасного сечения определяют действительный коэффициент

запаса прочности  $k$  и сравнивают с допускаемым коэффициентом запаса прочности  $[k]$  (т. е. этот расчет проверочный).

**Колебания** вызываются силами от неуравновешенности установленных на них деталей. При совпадении частоты возмущающих сил и частоты собственных колебаний оси или вала наступает резонанс и может наступить разрушение оси или вала. Соответствующие резонансу угловую скорость  $\omega_{kp}$  и частоту вращения  $n_{kp}$  оси или вала называют критическими.

Различают поперечные, или изгибные, угловые, или крутильные, и изгибо-крутильные колебания осей и валов. В курсе «Детали машин» рассматривают поперечные колебания. Расчет заключается в проверке условия отсутствия резонанса при установленном режиме работы.

**Пример.** Рассчитать на прочность промежуточный вал коническо-цилиндрического зубчатого редуктора по данным примера из гл. 11. Расчетная схема приведена на рис. 14.3.

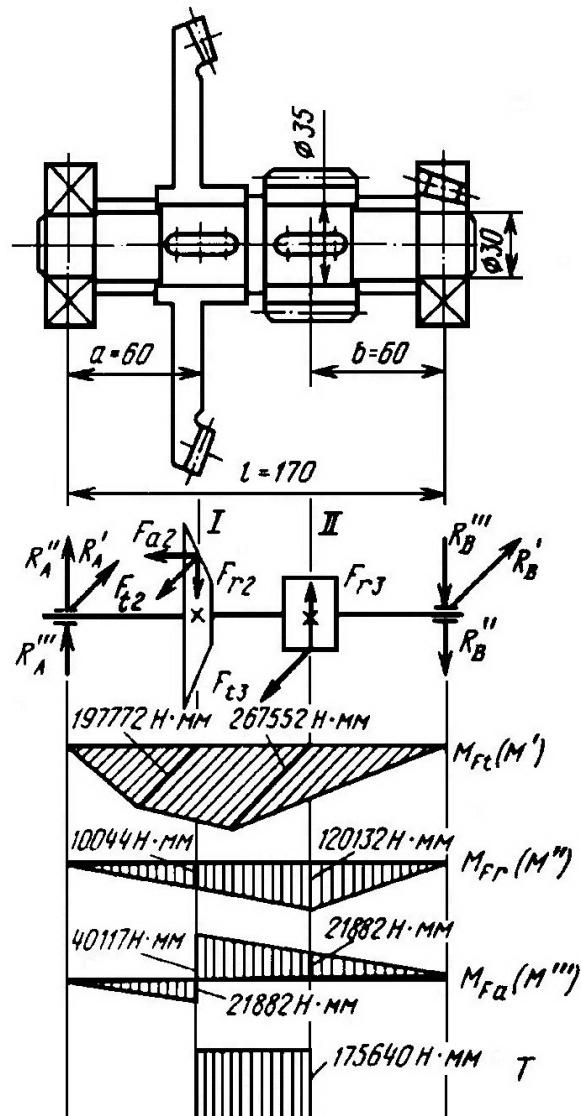


Рис. 14.3. Расчетная схема вала

**Задано:** материал вала – сталь 45, термообработка – закалка HRC – 40-50. Допускаемые напряжения: на изгиб –  $[\sigma]_F = 145$  МПа, на кручение –  $[\tau]_{kp} = 105$  МПа.

**Решение.** Определяем силы, действующие на вал.

Окружные силы от конического колеса и цилиндрической шестерни

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 175,63}{0,1848} = 1900,8 \text{ Н;}$$

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_{m3}} = \frac{2 \cdot 175,63}{0,06} = 5854,6 \text{ Н.}$$

Радиальные силы от конического колеса и цилиндрической шестерни

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 1900,8 \cdot 0,364 \cdot 0,242 = 167,4 \text{ Н;}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5854,6 \cdot 0,364 = 2002,2 \text{ Н,}$$

где  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\delta_2 = 76^\circ$ .

Осьное усилие от конического колеса

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 1900,8 \cdot 0,364 \cdot 0,970 = 671,1.$$

Реакция опор (подшипников) вала от сил  $F_{t2}$  и  $F_{t3}$ :

$$R_A' \cdot l - F_{t2}(l-a) - F_{t3} \cdot b = 0;$$

$$R_A' = \frac{F_{t3} \cdot b + F_{t2}(l-a)}{l} = \frac{5854,6 \cdot 60 + 1900,8(170-60)}{170} = 3296,2 \text{ Н;}$$

$$R_B' = F_{t2} + F_{t3} - R_A' = 1900,8 + 5854,6 - 3296,2 = 4459,2 \text{ Н;}$$

от сил  $F_{r2}$  и  $F_{r3}$ :

$$R_A'' = \frac{F_{r3} \cdot b + F_{r2}(l-a)}{l} = \frac{2002,2 \cdot 60 + 167,4(170-60)}{170} = 598,3 \text{ Н;}$$

$$R_B'' = R_A'' - F_{r2} + F_{r3} = 598,3 - 167,4 + 2002,2 = 2431,1 \text{ Н;}$$

от силы  $F_{a2}$ :

$$R_A''' = R_B''' = \frac{F_{a2} \frac{d_{m2}}{2}}{l} = \frac{671,1 \frac{184,8}{2}}{170} = 364,7 \text{ Н.}$$

Изгибающие моменты в сечениях I и II от сил  $F_{t2}$  и  $F_{t3}$ :

$$M_I' = R_A' \cdot a = 3296,2 \cdot 60 = 197\,772 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

$$M_{II}' = R_B' \cdot b = 4459,2 \cdot 60 = 267\,552 \text{ Н}\cdot\text{мм;}$$

от сил  $F_{r2}$  и  $F_{r3}$ :

$$M_I'' = R_A'' \cdot a = 167,4 \cdot 60 = 10\ 044 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{II}''' = R_B''' \cdot b = 2002,2 \cdot 60 = 120\ 132 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

от силы  $F_{a2}$ :

$$M_I''' = R_A''' \cdot a = 364,7 \cdot 60 = 21\ 882 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{IB}''' = R_B''' (l - a) = 364,7 (170 - 60) = 40\ 117 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{IIB}''' = R_B''' \cdot b = 364,7 \cdot 60 = 21\ 882 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарные изгибающие моменты в сечениях I и II:

$$M_I = \sqrt{(M_I')^2 + (M_I + M_{IB})^2} = \sqrt{(197\ 772)^2 + (10\ 044 + 40\ 117)^2} = \\ = 197\ 772,3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{II} = \sqrt{(M_{II}')^2 + (M_{II} + M_{IIB})^2} = \sqrt{(267\ 552)^2 + (120\ 132 + 21\ 882)^2} = \\ = 302\ 906 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Эквивалентный приведенный момент определяем по третьей теории прочности:

$$M_{II\text{экв}} = \sqrt{M_{II}^2 + T^2} = \sqrt{302\ 906^2 + 175\ 644^2} = 350\ 147 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Диаметр вала в опасном II сечении:

$$d' = \sqrt[3]{\frac{M_{II\text{экв}}}{0,1[\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{350\ 147}{0,1 \cdot 145}} = 28,90 \text{ мм.}$$

В связи с ослаблением вала шпоночным пазом увеличиваем его диаметр на 10%:

$$d = 1,1d' = 1,1 \cdot 28,90 = 31,8 \text{ мм. Принимаем диаметр вала } d = 35 \text{ мм.}$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каково назначение вала и в чем его отличие от оси?

Какие бывают виды осей и валов?

Каковы достоинства и недостатки различных конструкций цапф?

Какие материалы используют для осей и валов?

Как рассчитывают оси и валы на прочность?

Как рассчитывают валы на поперечную и продольную жесткость?

## **15. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ**

### **15.1. Общие сведения**

Назначение подшипников – поддерживать вращающиеся валы и оси, обеспечивая им возможность свободно вращаться и воспринимать действующие на них нагрузки.

По виду трения подшипники делятся на подшипники скольжения и качения.

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях относительного скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника, разделенные слоем смазки.

По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения делятся на три основные группы:

радиальные, предназначенные для восприятия радиальных нагрузок, перпендикулярных осям вала;

упорные, воспринимающие осевые нагрузки;

радиально-упорные, применяемые при сочетании радиальных и осевых нагрузок.

Подшипники скольжения имеют в современном машиностроении значительно меньшее применение, чем подшипники качения. Однако они имеют преимущество или, по крайней мере, равноправное применение с подшипниками качения в некоторых областях:

1. Подшипники особо быстроходных валов, работающих со скоростями, при которых долговечность подшипников качения слишком мала.

2. Подшипники для особо точного направления вала, так как подшипники скольжения имеют меньшее количество деталей, изготовление которых влияет на точность.

3. Подшипники особо тяжелых валов, для которых изготовление подшипников качения в индивидуальном порядке может оказаться существенно дорогим.

4. Подшипники, подверженные большим толчкам, ударам и вибрационным нагрузкам (слой масла – смазки оказывает значительное противодействие).

5. Подшипники, которые по условиям сборки должны выполняться разъемными (коленчатые валы).

6. Подшипники, работающие в особых условиях (в воде, агрессивных средах, при значительном загрязнении смазки), в которых подшипники качения неработоспособны.

**Достоинства** подшипников скольжения:

1. Надежно работают в высокоскоростных приводах (подшипники качения в этих условиях имеют низкую долговечность).

2. Способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демптирующего действия масляного слоя.

3. Работают бесшумно.
  4. Имеют сравнительно малые радиальные размеры.
  5. Разъемные подшипники допускают установку их на шейки коленчатых валов; при ремонте не требуют демонтажа муфт, шкивов и т.д.
  6. Для тихоходных машин могут иметь весьма простую конструкцию.
- Недостатки** подшипников скольжения:
1. Большие потери на трение и небольшой КПД.
  2. Значительные осевые размеры.
  3. Неравномерный износ подшипника и цапфы.
  4. Необходимость в применении смазок и антифрикционных материалов

### 15.2. Особенности конструкции подшипников скольжения

Подшипники скольжения состоят из корпуса 1, 2, вкладышей 3, 4, поддерживающих вал, а также смазывающих и защитных устройств (*рис. 15.1*).

Корпус подшипника выполняют цельными или разъемными. Цельные корпуса проще в изготовлении и жестче, чем разъемные, но требуют своего монтажа вала, что значительно усложняет установку тяжелых валов.

Разъемные корпуса облегчают монтаж валов, регулировку зазоров сближением крышки и корпуса.

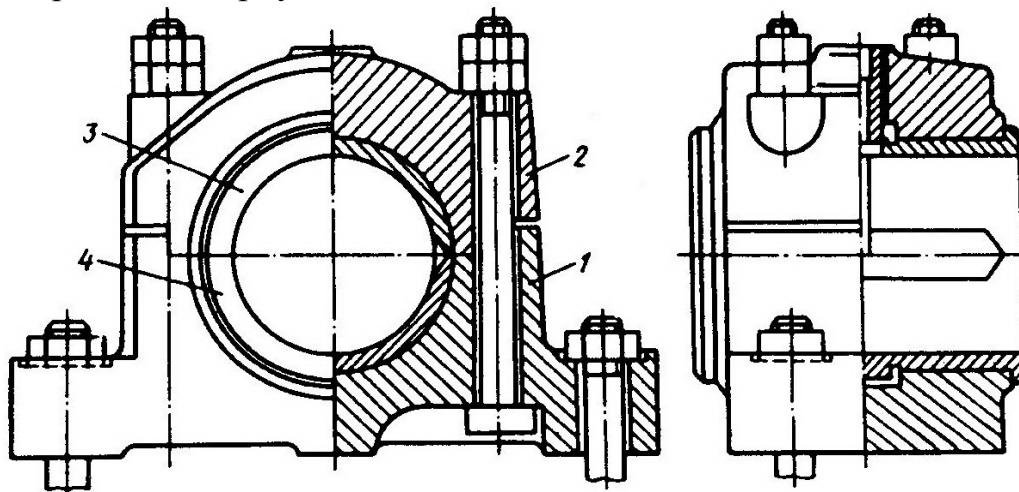


Рис. 15.1. Подшипник скольжения

Вкладыши применяют для того, чтобы избежать выполнения корпуса из дорогих антифрикционных материалов и для облегчения ремонта подшипников после износа. Вкладыши в неразъемных подшипниках выполняют в виде втулок, в разъемных – из двух половин. Вкладыши за свой срок службы изнашиваются на доли миллиметра, однако, исходя из условий прочности, их делают толще, а тот слой, который истирается, наплавляют на стальную или чугунную основу, в ответственных подшипниках – на бронзовую.

В качестве наплавок применяют различные антифрикционные материалы: баббиты (сплавы на основе олова или свинца), бронзы, металлокерамические материалы, текстолит, графитные материалы и др.

Толщина вкладыша, мм:

$$\delta_e = (0,015 - 0,05)d_e + 2,5 \text{ мм.}$$

Оптимальное отношение длины подшипника скольжения к диаметру вала  $\frac{l}{d_e} = 0,5 \dots 0,9$ . Очень важным условием хорошей работы подшипников является отсутствие перекосов. Для уменьшения их влияния применяют самоустанавливающиеся конструкции подшипников.

**Назначение смазки:**

- а) уменьшение потерь на трение;
- б) уменьшение или предотвращение износа;
- в) отвод тепла, образующегося при трении;
- г) предохранение от коррозии.

В качестве смазки применяют жидкое масла и пластичные смазки (индустриальные масла различных марок, солидолы, консталины и др.). Твердые смазки – графит, тальк, слюда применяются для смазки подшипников скольжения, работающих при высоких температурах рабочей среды (например в транспортерах, вагонетках различных печей), или когда по условиям производства нельзя применить жидкую или консистентную смазку (ткацкие станки, пищевые машины и др.).

### 15.3. Расчет подшипников скольжения

1. Расчет по допускаемым давлениям в подшипниках.

Этот расчет ведут по нагрузке, отнесенной к проекции цапфы:

$$p = \frac{F_r}{d_e \cdot l} \leq [p],$$

где  $F_r$  – максимальная нагрузка на подшипник, Н;  $d_e$  – внутренний диаметр подшипника, равный диаметру цапфы, мм.

В большинстве подшипников стационарных машин  $[p] = 1 \dots 4$  МПа в зависимости от условий работы и материалов, в подшипниках двигателей внутреннего сгорания  $[p] = 4 \dots 20$  МПа.

Этот расчет является проверочным, так как диаметр цапфы определяется конструктивно после расчета диаметра вала.

2. Расчет по величине произведения давления в подшипнике на скорость скольжения:

$$pv = [pv].$$

Произведение  $pv$  характеризует как теплообразование в подшипнике (нагрев), так и износ. В подшипниках большинства стационарных машин для текстильной и легкой промышленности  $[pv] = 2 \dots 10$  МПа·м/с.

## 16. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

### 16.1. Общие сведения

Это опоры вращающихся или качающихся деталей с элементами качения (шарики или ролики), работающие на основе трения – качения. Состоят они из следующих деталей (*рис. 16.1, 16.2*):

наружного и внутреннего колец с дорожками качения;  
тел качения (шариков или роликов), катящихся по дорожкам качения;  
сепараторов, разделяющих и направляющих тела качения.

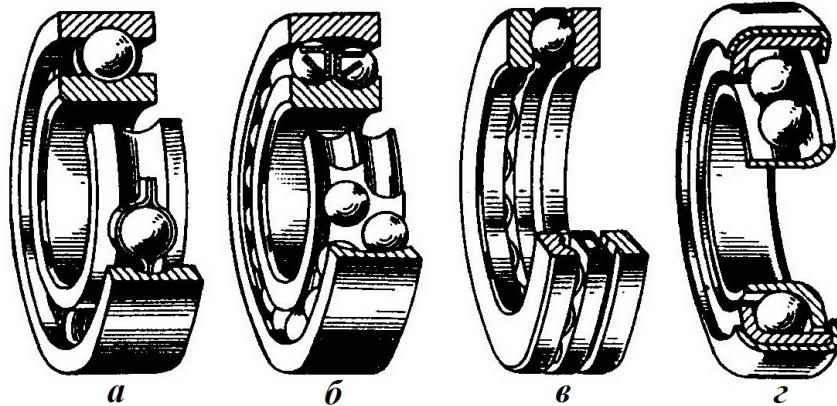


Рис. 16.1. Шариковые подшипники:  
а – радиальный; б – самоустанавливающийся сферический; в – упорный;  
г – радиально-упорный

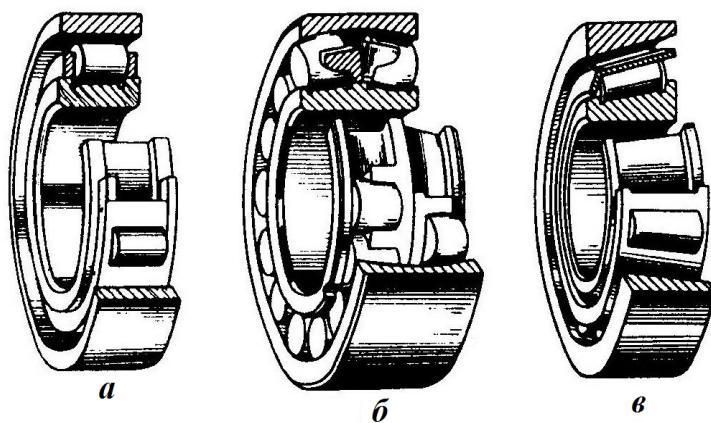


Рис. 16.2. Роликовые подшипники:  
а – радиальный; б – самоустанавливающийся сферический;  
в – радиально-упорный

Возможно использование подшипников без колец, тогда тела качения катятся непосредственно по валу. В машинах и механизмах подшипники устанавливают в корпуса, которые имеют крышки, устройства для крепления колец подшипников, защитные и смазочные устройства.

Подшипники качения наиболее широко применяются в качестве опор.

### **Достоинства** подшипников качения:

малые потери на трение и невысокие пусковые моменты;

незначительный расход смазочных материалов;

простота обслуживания;

высокая степень стандартизации, взаимозаменяемость.

### **Недостатки** подшипников качения:

сравнительно большие габаритные размеры по диаметру;

меньшая способность воспринимать толчки, удары, колебания;

ограниченная долговечность при больших частотах вращения.

Подшипники качения разделяют по форме тел качения на шариковые и роликовые (*рис. 16.3*).

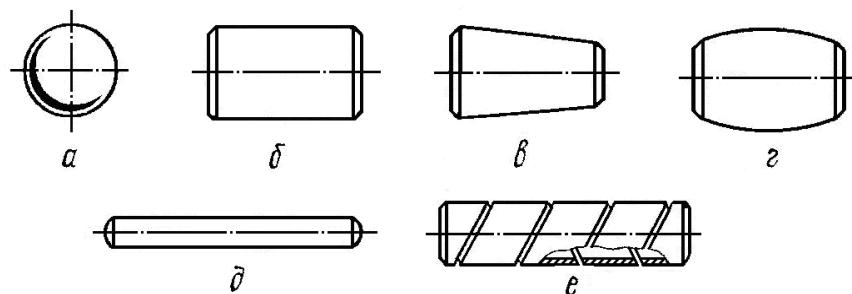


Рис. 16.3. Тела качения подшипников: *a* – шарики; *б* – цилиндрические ролики; *в* – конические ролики; *г* – бочкообразные ролики; *д* – игольчатые ролики; *е* – витые ролики

Роликоподшипники в свою очередь могут иметь следующие ролики (*рис. 16.4*):

цилиндрические короткие и длинные;

конические;

игольчатые;

бочкообразные;

витые и т.д.

Роликоподшипники имеют более высокую (на 70-90 %) грузоподъемность.

По направлению действия воспринимаемых нагрузок подшипники качения делятся на следующие:

радиальные, воспринимающие только радиальную нагрузку (шарикоподшипники, цилиндрические роликоподшипники);

упорные, воспринимающие только осевую нагрузку;

радиально-упорные, воспринимающие радиальную и осевую нагрузки.

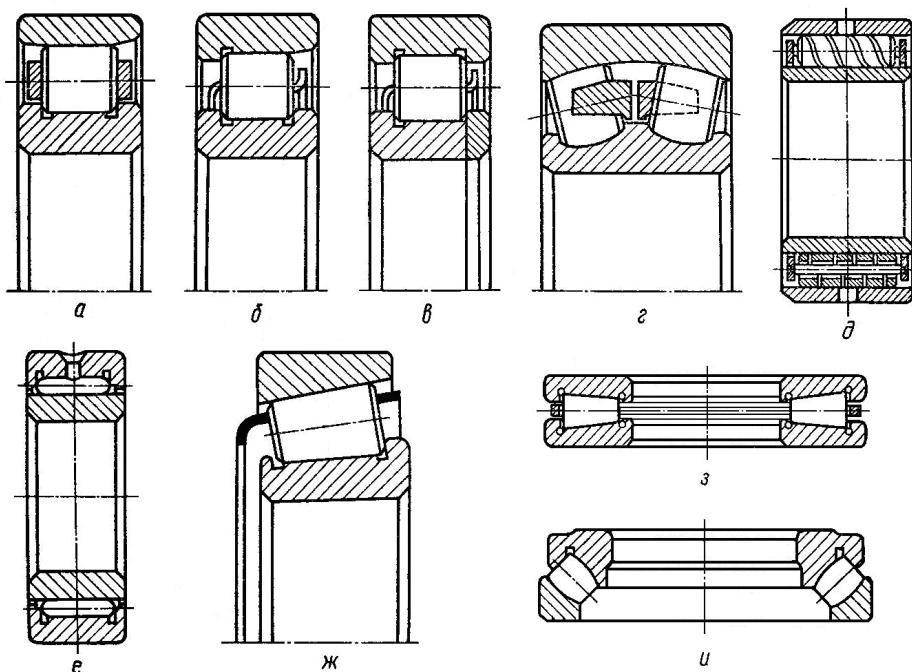


Рис. 16.4. Конструкции роликоподшипников: *а* – с короткими роликами; *б* – с дополнительным буртом; *в* – с дополнительным буртом и упорной шайбой; *г*, *и* – с бочкообразными роликами; *д* – с витыми роликами; *е* – с игольчатыми роликами; *ж*, *з* – с конусными роликами

Соотношение габаритов определяет серию подшипника: сверхлегкую, особо легкую, легкую, легкую широкую, среднюю, среднюю широкую и тяжелую (рис. 16.5). Выпускают и применяют преимущественно подшипники легкой и средней серий.

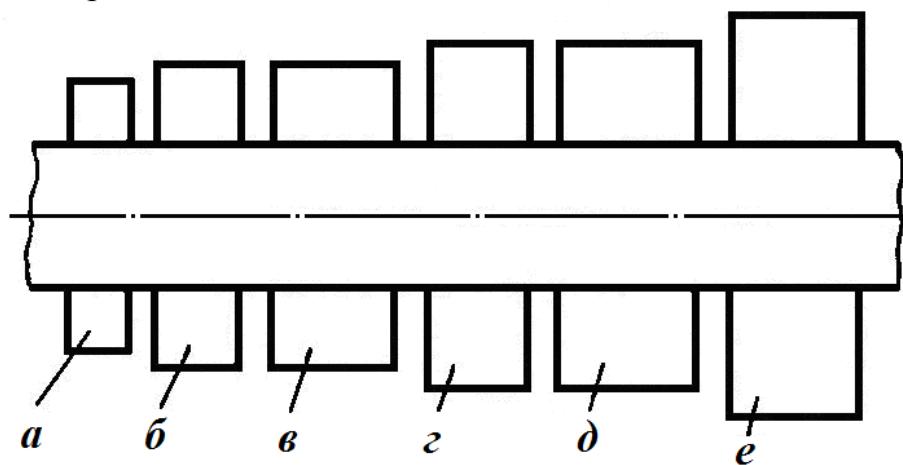


Рис.16.5. Размерные серии подшипников качения:  
*а* – особолегкая; *б* – легкая; *в* – легкая широкая; *г* – средняя; *д* – средняя широкая; *е* – тяжелая

Основными материалами для колец и тел качения являются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15, а также

ШХ9, ШХ6 и т. д. Цифра указывает на содержание хрома в десятых долях процента. Кроме указанных сталей применяют также малоуглеродистые легированные стали.

Для работы в условиях высоких температур применяют теплостойкие стали. Для работы в агрессивных средах – нержавеющие стали и т. п.

## 16.2. Выбор и расчет подшипников качения

При выборе типа подшипника необходимо учитывать следующие факторы:

величину и направление действующей нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная);

частоту вращения внутреннего или наружного кольца подшипника;

конструктивные особенности узла машины;

стоимость подшипника.

Исходя из указанных факторов, выбирают тип подшипника, руководствуясь следующими общими указаниями:

1. Для опор, воспринимающих значительные ударные нагрузки, рекомендуются роликоподшипники, так как они обладают большей несущей способностью.

2. При радиальной нагрузке принимают любой тип радиальных подшипников, учитывая частоту вращения и условия эксплуатации.

3. При комбинированной нагрузке устанавливают один или два радиально-упорных подшипника, чаще всего их ставят парами.

4. Если осевая нагрузка значительно больше, чем радиальная, применяют упорные подшипники в комбинации с радиальными.

5. В общем машиностроении, как правило, следует применять подшипники нормального класса точности 0, они значительно дешевле. Соотношение стоимости показано ниже.

Класс точности	0	6	5	4	2
Относительная стоимость	1,0	1,3	2,0	4,0	10,0

Установив тип подшипника и его размеры (после предварительного определения диаметра вала), из каталога находят его динамическую грузоподъемность С. После этого определяют номинальную долговечность по формуле (млн об.):

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^\alpha,$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемность, Н;  $P$  – эквивалентная (приведенная) нагрузка, Н;  $\alpha$  – показатель степени (для шариковых подшипников  $\alpha = 3$ ; для роликовых  $\alpha = \frac{10}{3} = 3,33$ ).

Под эквивалентной нагрузкой понимают постоянную радиальную нагрузку, действующую на подшипник с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным, при которой ресурс и надежность подшипника будут такими же, как при действительных условиях эксплуатации.

Это уравнение справедливо при частоте вращения  $n \geq 10$  мин<sup>-1</sup>.

Долговечность (ресурс) подшипника в часах определяется следующим образом:

$$L_h = \left( \frac{C}{P} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60n} L = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\alpha,$$

где  $n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>.

Числовые значения  $L_h$  в зависимости от  $\frac{C}{P}$  и  $n$  приводятся в таблицах.

Эквивалентная нагрузка вычисляется по следующим формулам:

$P = (XK_\kappa F_r + YF_a)K_\delta K_T$  – (для радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников);

$P = K_\kappa F_r K_\delta K_T$  – (для радиальных роликоподшипников);

$P = F_a K_\delta K_T$  – (для упорных подшипников),

где  $X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (из таблиц);  $K_\kappa$  – коэффициент, учитывающий вращение кольца ( $K_\kappa = 1$  при вращении внутреннего кольца,  $K_\kappa = 1,2$  при вращении наружного кольца);  $K_T$  – температурный коэффициент, учитывающий рабочую температуру нагрева подшипника (в нормальных условиях  $K_T = 1$ );  $K_\delta$  – коэффициент безопасности (при спокойных нагрузках  $K_\delta = 1$ );  $F_r, F_a$  – радиальная и осевая нагрузки, Н.

Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$  зависят от типа подшипника и соотношения осевой и радиальной нагрузок (*табл. 16.1*).

При частоте вращения  $n < 10$  мин<sup>-1</sup> подшипники качения рассчитывают по статической грузоподъемности:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \leq C_0,$$

где  $P_0$  – эквивалентная нагрузка;  $C_0$  – статическая грузоподъемность;  $X_0$  – коэффициент радиальной статической нагрузки;  $Y_0$  – коэффициент осевой статической нагрузки.

Коэффициенты  $X_0$  и  $Y_0$  приведены в *табл. 16.2*.

При действии на подшипник только радиальной нагрузки –  $P_0 = F_r$ .

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые силы  $F_a'$  как составляющие радиальных нагрузок (рис. 16.4):

$$F_a' = eF_r \text{ (для шарикоподшипников);}$$

$$F_a' = 0,83eF_r \text{ (для роликоподшипников).}$$

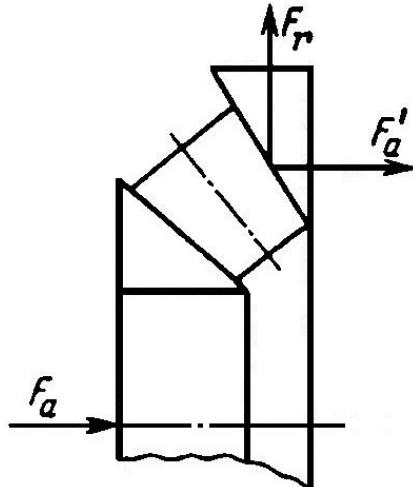


Рис. 16.4. Схема к расчету радиально-упорных подшипников

Таким образом, расчетная осевая нагрузка на подшипниках складывается из внешней осевой нагрузки на вал и осевой составляющей от радиально-упорного подшипника.

Коэффициент осевого нагружения  $e$  определяется по таблицам или графикам, которые имеются в справочной литературе.

**Пример.** Подобрать подшипники для промежуточного вала редуктора (см. рис. 14.3), используя данные примера из гл. 11.

**Задано:** диаметр вала в месте посадки подшипников  $d = 30$  мм, частота вращения вала  $n = 237,5 \text{ мин}^{-1}$ , срок службы – 10 тыс. ч.

**Решение.** Определим результирующие радиальные силы, действующие в опорах А и В:

$$F_{rA} = \sqrt{R_A'^2 + (R_A'' + R_A''')^2} = \sqrt{3296,2^2 + (598,3 + 3647)^2} = 3433,7 \text{ Н;}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_B'^2 + (R_B'' + R_B''')^2} = \sqrt{4459,2^2 + (2431,1 + 364,7)^2} = 5263,1 \text{ Н.}$$

Действующая осевая сила  $F_a = 671,1 \text{ Н.}$

Т а б л и ц а 16.1. Коэффициенты радиальной  $X$  и осевой  $Y$  нагрузок

Тип подшипника	Угол кон такта $\alpha^\circ$	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{K_\kappa F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{K_\kappa F_r} > e$		$e$
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радиально-упорный шариковый однорядный	12	0,014	1	0	0,46	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,04	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
		18...20		1	0	0,43	1,00
		24...26		1	0	0,41	0,87
		30		1	0	0,39	0,76
		36		1	0	0,37	0,66
Роликовые конические	-	-	1	0	0,4	$0,4 ctg\alpha$	$1,5 tg\alpha$

Учитывая действие осевой и радиальной нагрузок, предварительно принимаем подшипники роликовые конические однорядные легкой серии № 7206 по ГОСТ 333 – 79, для которых статическая грузоподъемность  $C_0 = 21,9$  кН, динамическая грузоподъемность  $C = 29,2$  кН, угол  $\alpha \approx 14^\circ$ , коэффициент  $e = 1,5 tg\alpha = 0,37$ .

Так как  $\frac{F_a}{K_\kappa F_r} = \frac{671,1}{1,0 \cdot 5263,1} = 0,127 < e = 0,37$ , то коэффициенты

$$X = 1 \text{ и } Y = 0.$$

Принимаем коэффициент безопасности  $K_6 = 1,2$ , температурный  $K_T = 1$ .

Эквивалентная нагрузка

$$P = (XK_k F_r + YF_a) K_\delta K_T = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 5263,1 + 0) 1,2 \cdot 1,0 = 6315,7 \text{ Н.}$$

Долговечность подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 237,5} \left( \frac{29200}{6315,7} \right)^{3,33} = 11466 \text{ ч.} > h = 10\,000 \text{ ч.}$$

Принятый подшипник удовлетворяет заданным требованиям.

Т а б л и ц а 16.2. Коэффициенты радиальной  $X_0$  и осевой  $Y_0$  статической нагрузки однорядных подшипников

Тип подшипника	$X_0$	$Y_0$
Шариковый радиальный	0,6	0,5
Шариковый радиально-упорный с углом: $\alpha = 12^\circ$	0,6	0,50
$\alpha = 26^\circ$	0,5	0,37
$\alpha = 36^\circ$	0,5	0,28

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?

Какие виды подшипников различают по форме тел качения, размерным сериям и воспринимаемым нагрузкам?

Каковы достоинства и недостатки роликоподшипников по сравнению с шарикоподшипниками?

Как определить эквивалентную нагрузку, действующую на радиальные, радиально упорные и упорные подшипники?

Как рассчитать подшипник на долговечность?

## 17. МУФТЫ

Муфты служат для соединения валов и передачи крутящего момента, как правило, без изменения его величины. Кроме того, муфты обеспечивают удлинение валов, компенсацию несоосности валов, уменьшение динамических нагрузок, включение и выключение одного из валов при постоянном вращении другого, предохранение машины от перегрузок и т. п.

Муфты классифицируют по различным признакам, но, в основном, их делят на две группы:

муфты постоянные, которые в свою очередь делят на муфты неподвижные, подвижные и эластичные, или упругие,

муфты временные, которые в свою очередь делят на муфты управляемые и автоматические.

Основной характеристикой муфты является передаваемый крутящий момент, Н·м. Выбор муфты ведется по расчетному крутящему моменту  $T_P$ :

$$T_P = kT \leq [T],$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий режим работы;  $T$  – крутящий момент, передаваемый муфтой при установившемся режиме работы, Н·м ( $T = \frac{N}{\omega}$ );  $N$  – передаваемая мощность, Вт;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;  $[T]$  – допускаемый крутящий момент для данной муфты.

### 17.1. Муфты постоянные

Они соединяют, как правило, валы одинаковых диаметров. Разъединение валов, соединенных такими муфтами, возможно только при разборке муфты.

Постоянные муфты, помимо крутящего момента  $T$ , передают также изгибающий момент.

Втулочные муфты (рис. 17.1, а, б) являются простейшими неподвижными муфтами. Они представляют собой втулку, насаживаемую на концы валов и закрепляемую с помощью:

цилиндрических или конических штифтов;

призматических или сегментных шпонок;

стопорных винтов.

Материал втулки – чугун или сталь.

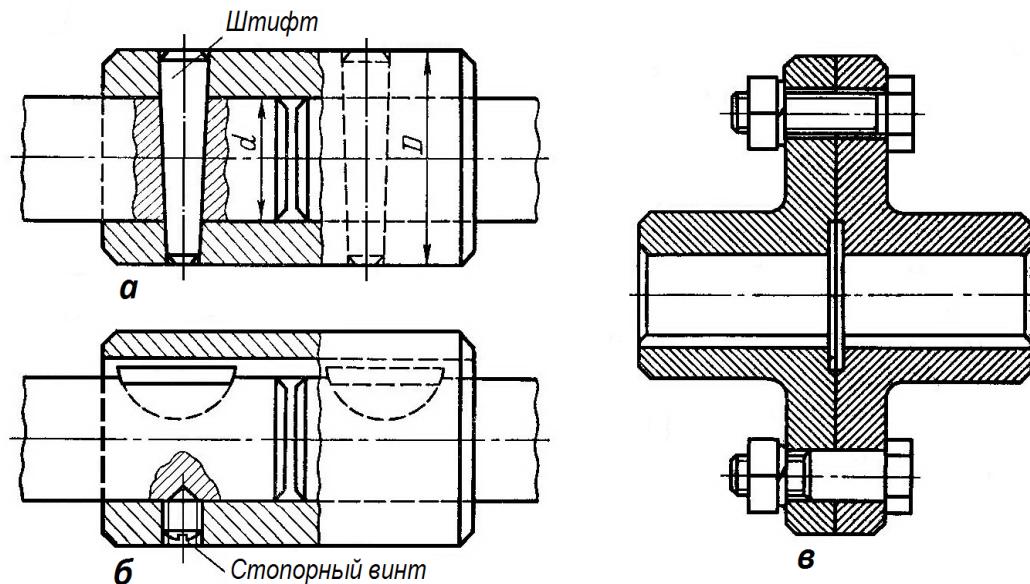


Рис. 17.1. Втулочная муфта: *а* – крепление штифтами; *б* – крепление шпонками и стопорным винтом; *в* – поперечно-свертная фланцевая муфта

К преимуществам таких муфт следует отнести простоту конструкции и малый габарит по диаметру. К недостаткам – сложный монтаж, так как необходимы осевые смещения соединяемых валов.

Обычно их применяют для валов с диаметром 20 – 100 мм. Расчет сводится к проверке на срез штифтов или шпонок на смятие.

На концы соединяемых валов насаживают фланцевые муфты (рис. 17.1, в), состоящие из полумуфт с фланцами, которые стягиваются болтами. Момент передается:

трением между состыкованными поверхностями фланцев, если болты установлены с зазором. При расчете болты проверяются на напряжение растяжения;

с помощью болтов, работающих на срез, если они установлены без зазора. Полумуфты с валами соединяются с помощью шпоночных или шлицевых соединений.

Продольно-свертные муфты (рис. 17.2) легко монтируются, так как при этом не требуется осевого смещения вала.

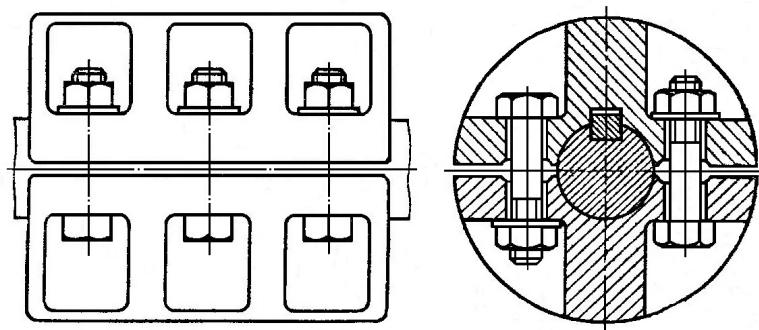


Рис. 17.2. Продольно-свертная фланцевая муфта

К подвижным муфтам относят крестовые и шарнирные (рис. 17.3, 17.4). Последние могут передавать крутящий момент между валами с взаимным наклоном осей до 40 – 45°.

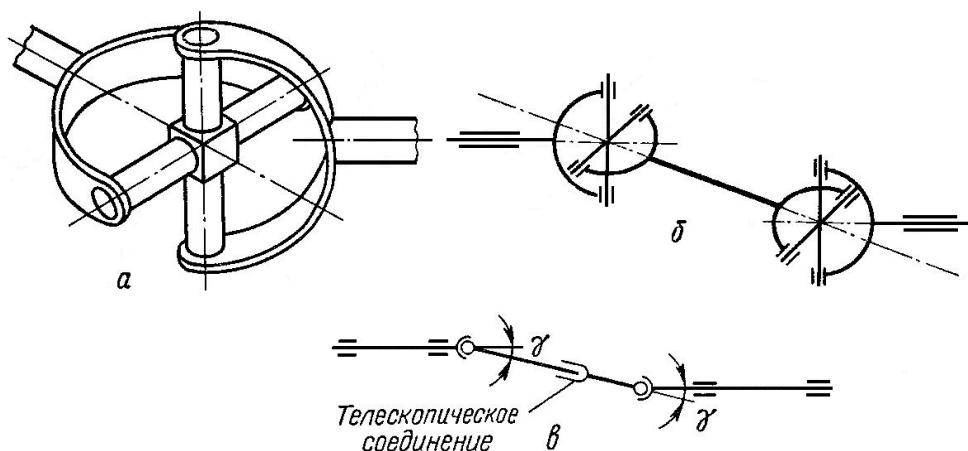


Рис. 17.3. Схема шарнирной муфты: а – простой шарнир Гука; б – сдвоенный шарнир; в – с телескопическим промежуточным валом

Недостатком является неравномерность вращения ведомого вала.

Эластичные или упругие муфты допускают некоторые радиальные, осевые и угловые смещения соединяемых валов. Помимо этого во время пуска и резкого изменения скорости они компенсируют ударные нагрузки.

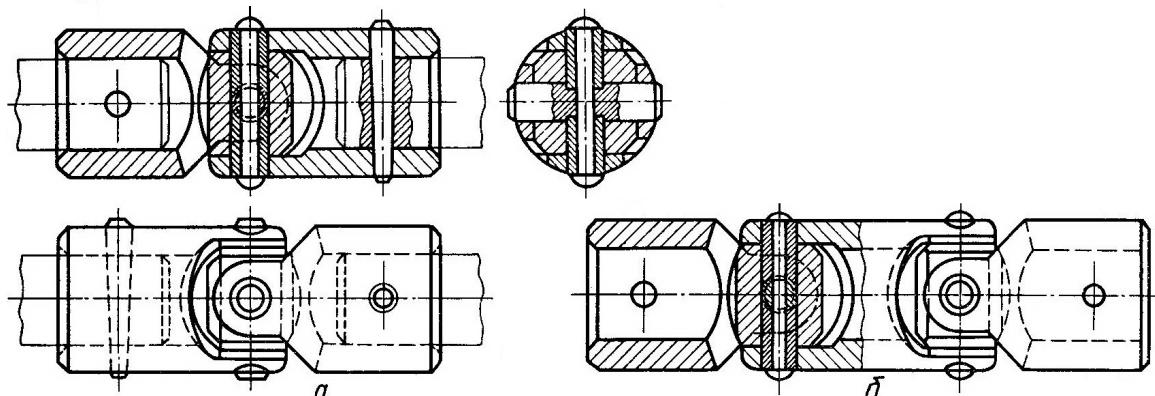


Рис. 17.4. Шарнирные муфты: *a*, *b* – малогабаритные шарнирные муфты

Среди разных типов **упругих муфт** наибольшее распространение получила втулочно-пальцевая муфта (МУВП). Она состоит из двух полумуфт (рис. 17.5, *a*). В одной из них помещаются конические пальцы, в другой имеются отверстия, куда входят цилиндрические части пальцев с упругими элементами в виде колец трапециoidalного сечения. Передаваемый крутящий момент – в пределах 36 - 5200 Н·м, число пальцев – 4 - 12, диаметры соединяемых валов – 12 - 220 мм. Материал полумуфт – чугун СЧ 21, сталь 30 или стальное литье 35Л. Материал пальцев – сталь 45. Эти муфты часто применяют в приводе от электродвигателя.

Для передачи меньших крутящих моментов и меньших диаметров валов могут использовать муфту упругую со звездочкой (рис. 17.5, *б*) или муфту с упругой оболочкой (рис. 17.5, *в*).

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с небольшими осевыми, радиальными или угловыми смещениями. Эти муфты обычно применяют в приводах для соединения тихоходных валов редукторов с валами машин. Наибольшее распространение получили зубчатые муфты и цепные.

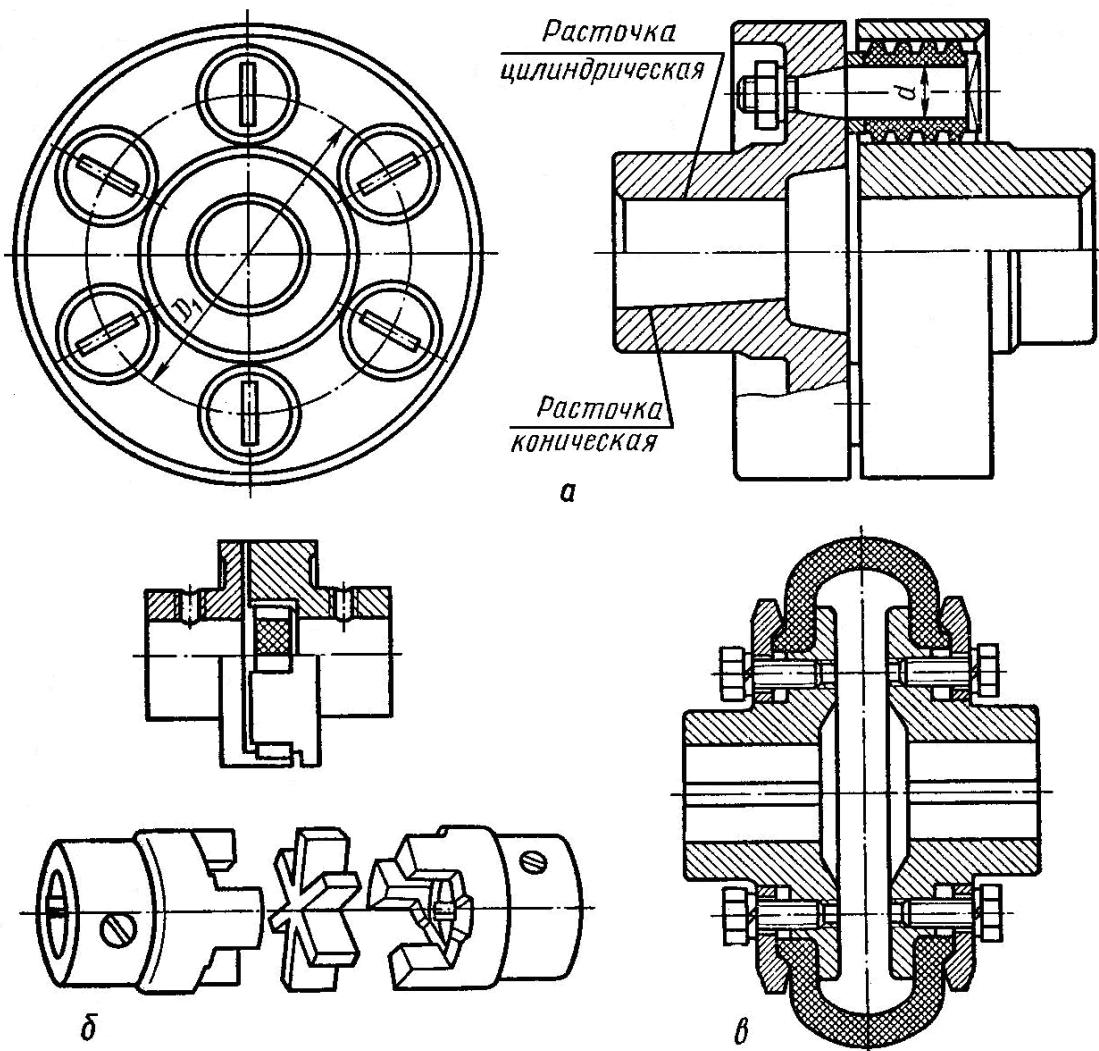


Рис. 17.5. Упругие муфты: а – втулочно-пальцевая; б – со звездочкой; в – с упругой оболочкой

**Зубчатые муфты** (рис. 17.6) по ГОСТ 5006 – 83 предназначены для соединения валов диаметром 40 - 200 мм и передачи крутящих моментов 1000 - 63000 Н·м. Муфта состоит из двух обойм 1 с внутренними зубьями эвольвентного профиля, которые зацепляются с зубьями втулок 2, насаживаемых на концы валов. Обоймы соединены собой болтами, поставленными в отверстие без зазора. Втулки и обоймы изготавливают из стали.

Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении и обточки зубьев втулок в сфере. Компенсация отклонений от соосности валов сопровождается скольжением зубьев. Для повышения износостойкости зубья подвергают термообработке, а муфту заливают маслом большой вязкости.

Зубчатые муфты широко применяются для соединения горизонтальных тяжело нагруженных валов. Эти муфты надежны в работе, имеют малые

габариты. При работе зубья испытывают переменные контактные напряжения и напряжения изгиба, что затрудняет их точный расчет.

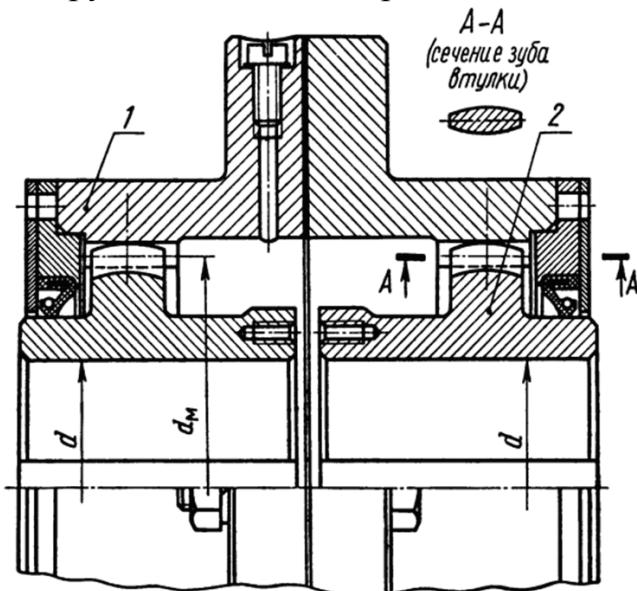


Рис. 17.6. Зубчатая муфта: 1 – обойма; 2 – втулка

**Цепные муфты** по ГОСТ 20742 – 93 предназначены для соединения валов диаметром 20 - 130 мм и передачи крутящих моментов 63 - 8000 Н·м. Применяют их при углах перекосов валов до 3 - 5°.

Состоят из двух полумуфт-звездочек, имеющих одинаковые числа зубьев, охватывающей их общей цепи и защитного кожуха, заполненного пластичным смазочным материалом. Применяются цепи роликовые однорядные и двухрядные, а также зубчатые цепи. Достоинства цепных муфт – простота конструкции и обслуживания, относительно небольшие габариты. При монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов.

Эти муфты не рекомендуют для реверсивных приводов и при больших динамических нагрузках.

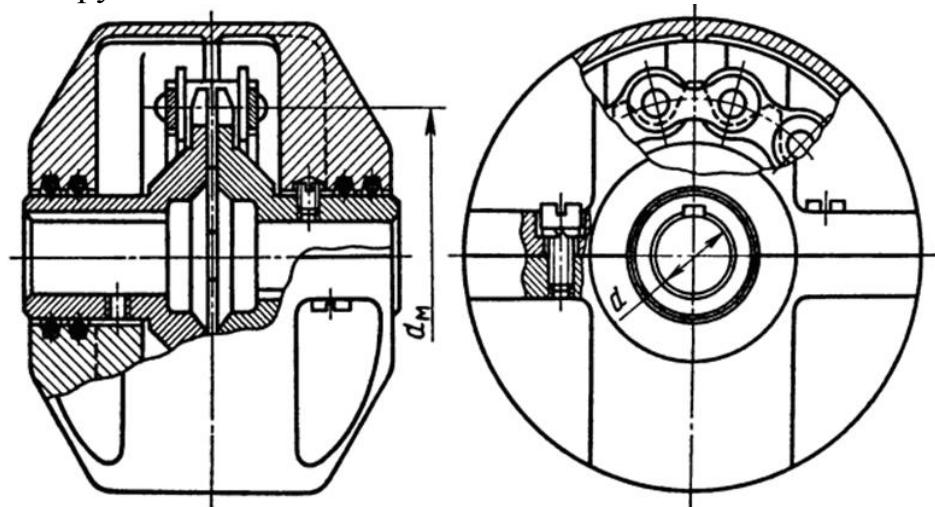


Рис. 17.7. Цепная муфта

## 17.2. Муфты управляемые

Управляемые муфты обеспечивают соединение или разъединение валов. Большое распространение среди управляемых муфт получили кулачковые и фрикционные муфты.

Кулачковые муфты применяют для передачи значительных крутящих моментов в ограниченных пространствах. Они обеспечивают жесткую кинематическую связь.

Фрикционные муфты используют для плавного соединения и разъединения валов при их вращении в широком диапазоне скоростей и крутящих моментов. Имеется много конструкций фрикционных муфт (*рис. 17.8*).

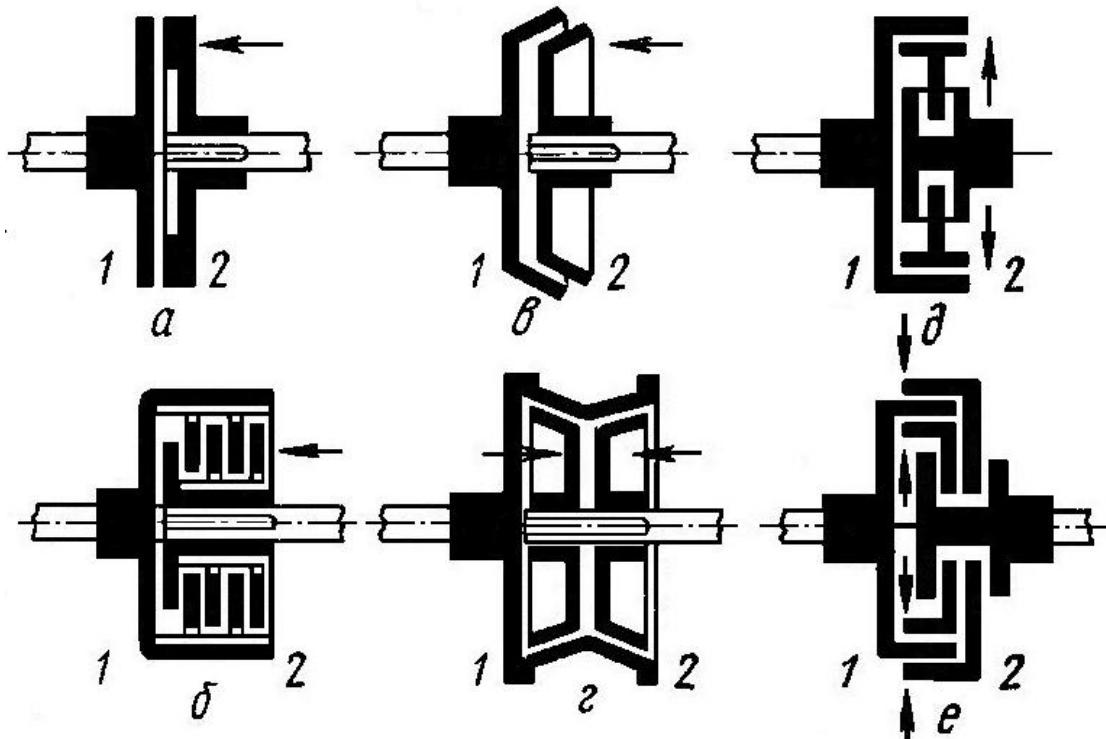


Рис. 17.8. Основные конструкции фрикционных муфт (1 – левая; 2 – правая полумуфты): а, б – дисковые в, г – конусные; д, е – цилиндрические шинно-пневматические колодочные и кольцевые

Наиболее простой по устройству является конусная муфта (*рис. 17.8, в*). Она состоит из двух полумуфт, имеющих соответственно внутреннюю и наружную конические поверхности. Во избежание самозахватывания муфты угол наклона образующей конуса выбирают больше угла трения. При металлических поверхностях его принимают равным  $8 - 10^\circ$ , а при накладках на асбестовой основе –  $12 - 15^\circ$ .

Включается и выключается муфта осевым перемещением одной полумуфты с помощью соответствующего поводка.

**Пример.** Подобрать муфты к приводу ленточного конвейера, используя данные примера из гл. 11.

**Задано:** крутящий момент на входном валу редуктора  $T_1 = 22,11$  Н·м, на выходном –  $T_3 = 251$  Н·м, диаметры входного и выходного валов  $d_1 = 25$  мм,  $d_3 = 40$  мм.

**Решение.** Для быстроходного вала по его диаметру подбираем упругую муфту типа МУВП по ГОСТ 21424 – 93 с допускаемым крутящим моментом

$$[T] = 125 \text{ Н·м}. \text{ При этом коэффициент запаса } k = \frac{[T]}{T_1} = \frac{125}{22,11} = 5,6 \text{ вполне}$$

достаточен. Таким образом, муфта типа 125-25-1.1 по ГОСТ 21424 – 93 может быть принята к установке.

Для выходного вала подбираем по его диаметру цепную муфту типа 500-40-1.1 по ГОСТ 20742 – 81, которая передает крутящий момент  $[T] = 500$  Н·м и предназначена для вала  $d = 40$  мм. При этом коэффициент запаса  $k = \frac{[T]}{T_3} = \frac{500}{251,7} = 1,98$  также достаточен, и данная муфта может быть принята к установке.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Какие муфты компенсируют ударные нагрузки и несоосности валов?

Как устроены и для чего предназначены втулочные и фланцевые муфты?

Как устроены и для чего предназначены упругие муфты?

Для каких целей применяют фрикционные муфты?

Как подобрать муфту упругую втулочно-пальцевую?