

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра «Техническая механика»

621.8(07)  
У805

**Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис**

**«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»**

*Курс лекций*

*Под редакцией Е.П. Устиновского*

Челябинск  
Издательский центр ЮУрГУ  
2019

УДК 621.81(075.8)  
У805

Одобрено  
учебно-методической комиссией  
аэрокосмического факультета

Рецензенты:

канд. техн. наук, доц. А.Н. Казимиров;  
канд. техн. наук, доц. А. А. Зарезин

**Устиновский, Е.П.**

У805 Детали машин и основы конструирования: курс лекций /  
Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис; под ред. Е.П. Устиновского. –  
Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2019. – 220 с.

Изложены основы теории, расчета и принципы конструирования деталей и узлов машин общего назначения: передач зацеплением и трением, валов и осей, подшипников качения и скольжения, муфт приводов, соединений.

Содержание пособия соответствует программе дисциплины ОПД.Ф.02.03 «Детали машин и основы конструирования» для высших технических учебных заведений.

Пособие ориентировано на чтение лекций с применением компьютерных технологий.

УДК 621.81(075.8)

©Издательский центр ЮУрГУ, 2019

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс лекций написан в соответствии с программой дисциплины ОПД.Ф.02.03 «Детали машин и основы конструирования» для высших технических учебных заведений.

Курс лекций охватывает ряд общих вопросов конструирования, теорию, расчет и конструирование деталей и узлов общемашиностроительного применения.

В качестве базовых источников при разработке текста лекций использованы учебники [1, 2] и учебные пособия [3–7].

В связи с внедрением в учебный процесс компьютерных технологий, составляющей которых является оптимальное проектирование редукторов и приводов в целом, принято целесообразным изложение курса начинать с передач. Это способствует более рациональному использованию ресурса времени студента в течение семестра на самостоятельную работу по дисциплине, так как разделу «Передачи» отводится значительное место как в лекционном курсе и лабораторном практикуме, так и при выполнении семестровых заданий и курсового проекта. Это становится особо актуальным в связи с переходом вузов на балльно-рейтинговую систему оценки знаний.

Учебное пособие ориентировано на чтение лекций с применением компьютерных технологий и выпущено в трех вариантах:

- типографией на твердом носителе с черно-белыми иллюстрациями;
- электронный вариант с черно-белыми иллюстрациями;
- электронный вариант с цветными иллюстрациями.

Курс лекций на твердом носителе предполагается использовать при чтении лекций в аудитории, оборудованной кодоскопом, с применением комплекта иллюстрационных материалов в виде фолий [7]. Этот вариант учебного пособия может быть также полезен студентам при самостоятельной проработке учебного материала.

Электронный вариант конспекта лекций предназначен для чтения лекций в специализированной аудитории, оборудованной электронной доской, а также для размещения на сайте университета. Цветные иллюстрации обеспечивают большую наглядность демонстрируемого материала.

Пособие содержит предисловие, введение, шесть глав и библиографический список. Каждая глава отражает содержание разделов курса «Детали машин и основы конструирования» в соответствии с принятой классификацией деталей машин.

## ВВЕДЕНИЕ

Курс «Детали машин и основы конструирования» завершает цикл дисциплин общетехнической подготовки в вузе и служит базой для изучения специальных дисциплин. Курс в значительной степени базируется на ранее изученных дисциплинах: сопротивлении материалов, теории механизмов и машин, теоретической механике, физике, машиностроительном черчении, технологии конструкционных материалов, взаимозаменяемости, стандартизации и технических измерениях и др.

Основные *цели* дисциплины – изучить назначение, устройство, принцип действия, основы расчета и конструирования деталей и узлов машин общего назначения для подготовки к практической инженерной деятельности.

Основные *задачи* дисциплины – приобрести практические навыки конструирования, изучить методы, нормы и правила проектирования, обеспечивающие получение надежных, долговечных и экономичных конструкций.

В состав дисциплины «Детали машин и основы конструирования» входят аудиторные занятия в виде лекций, практических и лабораторных занятий, а также самостоятельная работа студента по выполнению семестровых заданий, курсового проекта, подготовке и сдаче контрольных мероприятий по разделам.

Объем и содержание лекционного курса могут варьироваться в соответствии с направлением подготовки специалиста. Предлагаемый курс лекций ориентирован на объем лекционного курса в размере 32 часа. В соответствии с рабочей программой дисциплины «Детали машин и основы конструирования» для конкретной специальности преподаватель имеет возможность выбрать интересующие разделы для чтения лекционного курса.

## Лекция № 1

### 1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

#### 1.1. ПРЕДМЕТ И ЗАДАЧИ КУРСА «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

Уровень народного хозяйства в большой степени определяется уровнем развития машиностроения. Современные машины многократно повышают производительность труда человека и прочно вошли в жизнь общества.

Машина состоит из деталей. *Детали машин* – это составные части машин, каждая из которых изготовлена из однородного материала без применения сборочных операций.

В современных машинах число деталей может составлять сотни тысяч.

Совокупность деталей, соединенных между собой сборочными операциями (свинчиванием, сваркой и т.п.) образует изделие, называемое *сборочной единицей*.

Конструктивно обособленные сборочные единицы, объединенные одним назначением и выполняющие в машине определенную функцию, называют узлами (редуктор, муфта и т.п.).

До 80-х годов XIX века, когда машин было мало, а их расчет носил элементарный характер, все вопросы машиностроения изучались в общем курсе построения машин. С развитием машиностроения возникла потребность выделить вопросы расчета и проектирования деталей общего назначения, встречающихся в подавляющем большинстве машин, в самостоятельный курс «Детали машин и основы конструирования».

В России первый учебник «Детали машин» был написан в 1881 г. проф. В.Л. Кирпичевым (1845–1913 гг.).

В курсе «Детали машин и основы конструирования» изучают основы теории, расчета и конструирования типовых деталей и узлов, применяемых в подавляющем большинстве машин.

Классификация деталей и узлов, изучаемых в курсе «Детали машин и основы конструирования», по их назначению приведена на рис. 1.1.

Курс «Детали машин и основы конструирования» завершает общетехнический цикл дисциплин машиностроительного профиля и является базой для изучения специальных курсов.

В условиях массового и специализированного производства значение курса «Детали машин и основы конструирования» возрастает.



**Рис. 1.1. Классификация деталей и узлов машин**

## 1.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ИСТОРИИ РАЗВИТИЯ НАУКИ О ДЕТАЛЯХ МАШИН

Прообразы отдельных деталей машин известны с глубокой древности. К самым первым по времени появления относят рычаг и клин. Применение катка, заменившего трение скольжения трением качения, было известно свыше 4 тыс. лет назад.

В сочинениях древнегреческих философов Платона «Государство» и Аристотеля «Механические проблемы» упоминается о применении в Греции за 3,5 века до н.э. зубчатых колес, кривошипов, катков, полиспастов.

Архимед (287–212 гг. до н.э.) применил для водоподъемной машины винт, известный, по-видимому, ранее.

За период средневекового застоя часть технических достижений была забыта. В период Возрождения появляются новые механизмы и исследования в области деталей машин.

Первым исследователем в области деталей машин эпохи Возрождения считают Леонардо да Винчи (1454–1519 гг.). В его записках описаны винтовые зубчатые колеса с перекрещивающимися осями, зубчатые колеса с вращающимися цевками, подшипники качения, шарнирные цепи.

В 1840 г. Витвортом (1803–1887 гг.) в Англии была разработана система крепежных резьб, положившая начало стандартизации в машиностроении.

В разработке теории и расчета деталей машин большая роль принадлежит отечественным ученым. Действительный член Российской Академии наук Л. Эйлер (1707–1783 гг.) разработал теорию эвольвентного зацепления, получившего широкое применение в современных зубчатых передачах, разработал теорию трения гибкой нити о шкив, составляющую основу расчета ременных передач и ленточных тормозов.

Профессор Петербургского технологического института Н.П. Петров (1836–1920 гг.) является основоположником гидродинамической теории смазки, положенной в основу расчета быстроходных подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме.

Дальнейшее развитие гидродинамическая теория смазки получила в трудах Н.Е. Жуковского (1847–1921 гг.), С.А. Чаплыгина (1869–1942 гг.) и др. ученых.

Н.Е. Жуковский также исследовал распределение осевой силы между витками резьбы.

М.Л. Новиков предложил круговинтовое зацепление, обладающее высокой несущей способностью.

### 1.3. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Работоспособность деталей машин характеризуется основными критериями, приведенными на рис. 1.2.



**Рис. 1.2. Основные критерии работоспособности деталей машин**

Проектный расчет деталей ведут по одному, наиболее важному критерию, цель расчета – определение размеров детали; проверочные расчеты проводят по ряду критериев в соответствии с условиями работы детали.

#### 1.3.1. Прочность

*Прочность* – способность детали сопротивляться разрушению под действием приложенной нагрузки. Прочность является основным критерием работоспособности большинства деталей. Размер деталей в этом случае определяется из расчета на прочность по одному из условий

прочности в зависимости от вида нагружения: *растяжение (сжатие), смятие, срез (сдвиг), изгиб, кручение или сложное напряженное состояние.*

### 1.3.1.1. Растяжение (сжатие)

Условие прочности на растяжение (сжатие) (рис. 1.3):

$$\sigma_{p(сж)} = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{p(сж)}, \quad (1.1)$$

где  $F$  – сила, растягивающая (сжимающая) стержень, Н;

$A$  – площадь поперечного сечения стержня,  $\text{мм}^2$ ; для круглого стержня сплошного сечения

$$A = \frac{\pi d^2}{4};$$

$\sigma_{p(сж)}$  и  $[\sigma]_{p(сж)}$  – расчетные и допускаемые напряжения растяжения (сжатия), МПа.

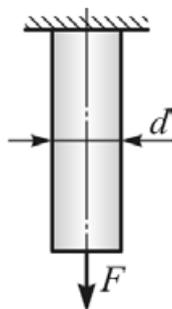


Рис. 1.3. Схема к расчету стержня на растяжение

### 1.3.1.2. Смятие

Условие прочности на смятие (рис. 1.4):

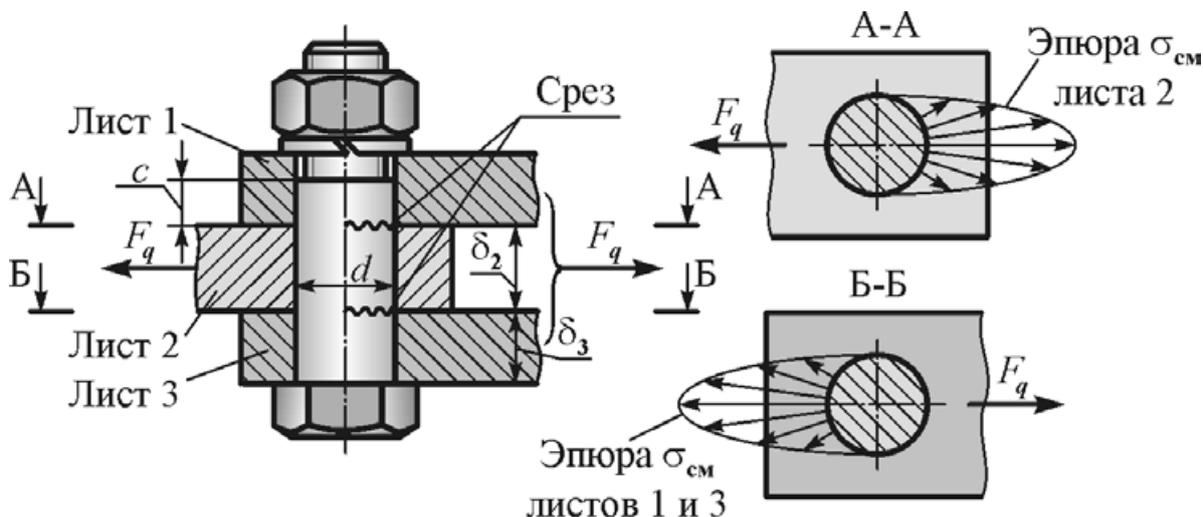


Рис. 1.4. Схема к расчету соединения на смятие и срез

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_q}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (1.2)$$

где  $F_q$  – нагрузка на соединение, Н;

$A_{\text{см}}$  – расчетная площадь смятия, мм<sup>2</sup>: для листов 1 и 3

$A_{\text{см}1,3} = (c + \delta_3)d$ ; для листа 2  $A_{\text{см}2} = \delta_2 d$ ;

$\sigma_{\text{см}}$  и  $[\sigma]_{\text{см}}$  – расчетные и допускаемые напряжения смятия, МПа.

### 1.3.1.3. Срез

Условие прочности на срез (см. рис. 1.4):

$$\tau_c = \frac{F_q}{A_c} \leq [\tau]_c, \quad (1.3)$$

где  $A_c$  – расчетная площадь среза детали, мм<sup>2</sup>;

$\tau_c$  и  $[\tau]_c$  – расчетные и допускаемые напряжения среза, МПа.

Для болта круглого сечения

$$A_c = \frac{\pi d^2}{4} i,$$

где  $i$  – число стыков (на рис. 1.4 число стыков  $i = 2$ )

### 1.3.1.4. Изгиб

Условие прочности на изгиб (рис. 1.5):

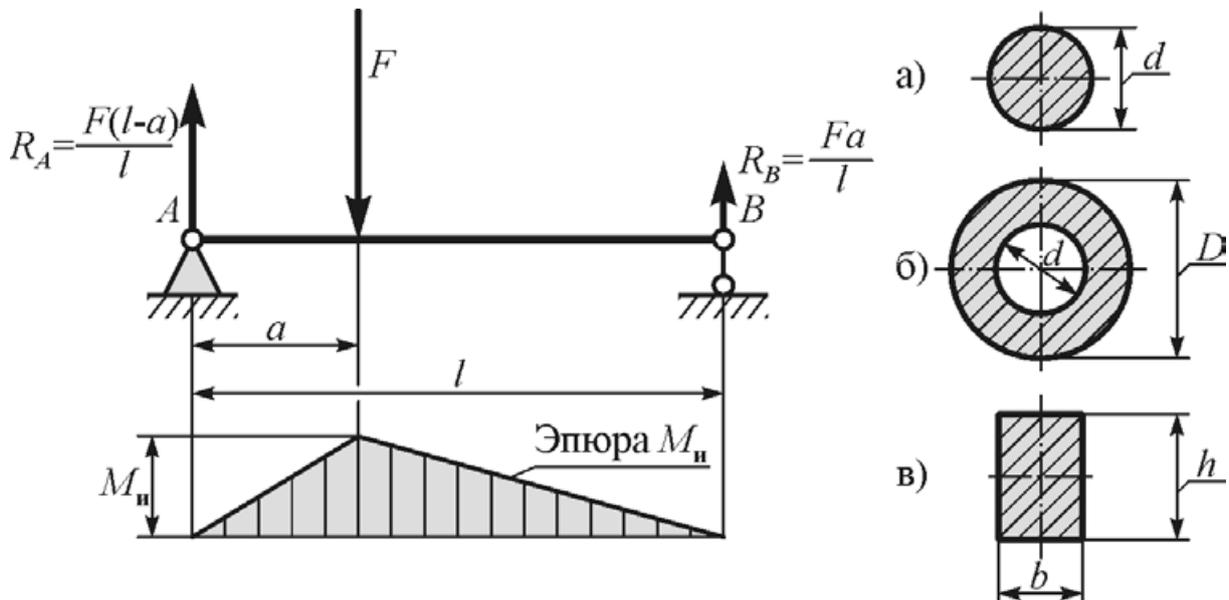


Рис. 1.5. Схема к расчету балки на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_x} \leq [\sigma]_{\text{и}}, \quad (1.4)$$

где  $M_{\text{и}}$  – наибольший изгибающий момент в опасном сечении балки, Н·мм,

$$M_{\text{и}} = R_A a = R_B (l - a) = F \frac{a(l - a)}{l};$$

$W_x$  – осевой момент сопротивления сечения балки, мм<sup>3</sup>:

а) для балки круглого сплошного сечения  $W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$ ;

б) для балки круглого полого сечения

$$W_x = \frac{\pi D^3}{32} (1 - c^4) \approx 0,1D^3 (1 - c^4), \quad c = \frac{d}{D};$$

в) для балки прямоугольного сечения  $W_x = \frac{bh^2}{6}$ ;

$\sigma_{\text{и}}$  и  $[\sigma]_{\text{и}}$  – расчетные и допускаемые напряжения изгиба балки, МПа.

### 1.3.1.5. Кручение

Условие прочности на кручение (рис. 1.6):

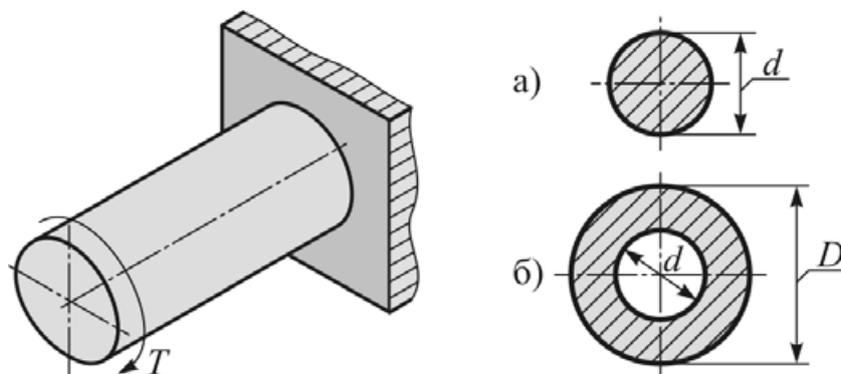


Рис. 1.6. Схема к расчету балки на кручение

$$\tau_{\text{к}} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_{\text{к}}, \quad (1.5)$$

где  $T$  – вращающий момент, приложенный к балке, Н·мм;

$W_p$  – полярный момент сопротивления, мм<sup>3</sup>:

а) для балки круглого сплошного сечения  $W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$ ;

б) для балки круглого полого сечения

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4) \approx 0,2D^3 (1 - c^4), \quad c = \frac{d}{D};$$

$\tau_k$  и  $[\tau]_k$  – расчетные и допускаемые напряжения кручения балки, МПа.

#### 1.3.1.6. Сложное напряженное состояние

Условие прочности детали при сложном напряженном состоянии по энергетической теории прочности:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (1.6)$$

где  $\sigma$  и  $\tau$  – расчетные нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении, МПа;

$\sigma_3$  и  $[\sigma]$  – эквивалентные и допускаемые нормальные напряжения для материала детали, МПа.

При действии изгиба с кручением

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_x} \leq [\sigma], \quad (1.7)$$

$$M_3 = \sqrt{M_n^2 + 0,75T^2},$$

где  $M_3$ ,  $M_n$  и  $T$  – соответственно эквивалентный, изгибающий и вращающий моменты в рассматриваемом сечении, Н·мм.

#### 1.3.2. Жесткость

*Жесткость* – это способность детали сопротивляться изменению формы под нагрузкой. Наряду с прочностью жесткость является одним из важнейших критериев работоспособности машин.

Жесткость характеризуется собственными упругими деформациями деталей, вычисляемыми по формулам сопротивления материалов, и контактными деформациями, определяемыми при начальном контакте по линии или в точке по формулам Герца.

Расчет на жесткость позволяет ограничить упругие перемещения деталей под нагрузкой в пределах допустимых значений. Так при больших прогибах валов ухудшается качество зацепления зубчатых колес и условия работы подшипников, снижается точность обработки металлорежущего станка. Нормы жесткости деталей устанавливают на основе практики эксплуатации.

### **1.3.3. Устойчивость**

*Устойчивость* является одним из основных критериев работоспособности деталей большой длины, работающих на сжатие: винты домкратов, ходовые винты металлорежущих станков, штоки цилиндров, пружины сжатия. Для подобных деталей помимо обеспечения прочности проводят расчет на устойчивость.

### **1.3.4. Износостойкость**

*Износостойкость* – способность материала деталей оказывать сопротивление изнашиванию. Износостойкость является одним из основных критериев работоспособности деталей, работающих при относительном скольжении. Износ проявляется в постепенном изменении размеров и формы деталей, следствием чего являются:

- увеличение динамических нагрузок в узлах;
- появление шума;
- снижение КПД;
- увеличение расхода топлива;
- потеря точности приборов;
- снижение прочности деталей.

Износостойкость существенно повышается при обеспечении жидкостного трения, когда толщина масляного слоя превышает сумму микронеровностей и отклонений формы контактирующих поверхностей. При невозможности обеспечения жидкостного трения требуемый ресурс обеспечивают назначением допускаемых давлений в контакте, установленных практикой.

### **1.3.5. Теплостойкость**

*Теплостойкость* – способность деталей сохранять работоспособность в течение заданного времени в машинах с большим выделением тепла, вызываемым рабочим процессом машин и трением в их механизмах.

Теплостойкость ограничивает работоспособность машин в результате понижения прочности материала при нагреве, снижения несущей способности масляного слоя в трущихся парах и снижения точности в результате температурных деформаций.

### **1.3.6. Надежность**

*Надежность* – свойство изделия выполнять в течение заданного времени свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные

показатели. Надежность изделия обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью.

*Безотказность* – свойство сохранять работоспособное состояние в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

*Долговечность* – свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта.

*Ремонтпригодность* – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

*Сохраняемость* – свойство изделия сохранять безотказность, долговечность и ремонтпригодность в течение и после установленного срока хранения и транспортировки.

### **1.3.7. Виброустойчивость**

*Виброустойчивость* – сопротивление появлению в машинах вредных динамических нагрузок в виде вынужденных колебаний и автоколебаний.

Вибрация вызывает дополнительные переменные напряжения, приводящие к усталостному разрушению деталей. В некоторых случаях вибрация снижает качество работы машины: вибрация металлорежущего станка снижает точность обработки и ухудшает качество поверхности обрабатываемых деталей. Особенно опасны резонансные колебания.

В связи с повышенными скоростями движения машин опасность вибраций возрастает, поэтому расчеты на колебания приобретают все большее значение.

## **1.4. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭЛЕМЕНТЫ САПР**

### **1.4.1. Понятие о проектировании и конструировании**

*Проектирование* – это особый вид инженерного творчества, требующий весьма разносторонних знаний и навыков. Суть проектирования заключается в разработке технической документации, охватывающей все этапы «жизни» изделия: создание в чертежах, изготовление, монтаж и наладка, испытания, эксплуатация и ремонт, демонтаж и утилизация. Разрабатываемая при этом техническая документация называется техническим проектом.

Приступают к проектированию на основании технического задания (ТЗ), которое должно содержать назначение изделия, общие и специальные требования, а также основные технические характеристики

проектируемого изделия. Процесс проектирования условно можно разбить на следующие этапы.

1 этап – выбор принципиальной схемы изделия. На этом этапе проводят поиск в научно-технической и патентной литературе аналогов, т.е. устройств, которые в принципе могут решить поставленную задачу. Среди найденных аналогов выявляют прототип, т.е. устройство, наиболее полно отвечающее заданным требованиям. Составляют принципиальную схему проектируемого устройства и проводят общие расчеты, подтверждающие возможность получения заданных технических характеристик.

2 этап – составление расчетной схемы детали. При этом схематизируют:

- форму детали;
- опоры; для вращающихся деталей применяют шарнирно неподвижные и шарнирно подвижные опоры; заделку применяют только для неподвижных деталей;
- нагрузку; реальную нагрузку обычно заменяют сосредоточенными силами и моментами; при необходимости вводят в рассмотрение нагрузку, распределенную по наиболее простому закону (равномерную, по треугольнику и т.п.).

3 этап – вычисление нагрузки. Используют, как правило, методы статики – условия равновесия твердого тела. При необходимости рассматривают динамическую модель, добавляя силы инерции движущихся масс. На этом этапе вычисляют как внешнюю нагрузку, так и реакции опор.

4 этап – выбор материала детали, его физических и механических свойств. При этом учитывают технические требования к изделию, изложенные в ТЗ, и условия работы данной детали. Наиболее важными характеристиками выбранного материала обычно являются показатели прочности (допускаемые напряжения), жесткости (допускаемые деформации), износостойкости (допускаемое давление на трущихся поверхностях), теплостойкости и т.п.

5 этап – проектный расчет детали по одному наиболее важному критерию работоспособности (в большинстве случаев – это прочность). При этом определяют минимальный размер детали в опасном сечении. Полученный размер, как правило, округляют в соответствии с действующими стандартами.

6 этап – конструирование детали и вычерчивание рабочего чертежа, необходимого для изготовления детали. Недостающие размеры детали назначают исходя из рекомендаций, норм и правил проектирования, полученных на основании опыта проектирования подобных деталей.

7 этап – проверочные расчеты детали по всем основным критериям работоспособности. Определяют запасы прочности в опасных сечениях, прогибы и углы поворота в местах установки деталей передач и в опорах,

давление в подвижных узлах, температуру нагрева и т.п.

При необходимости вносят изменения в конструкцию детали, изменяют материал детали, иногда изменяют схему всего изделия.

*Конструирование* – один из этапов проектирования; это создание изделия в чертежах на основании проектного и проверочного расчетов. Конструирование тоже творческий процесс, требующий специальных знаний и навыков, подверженный даже веяниям моды (например, в 50–60-е годы применяли округлые формы редукторов, автомобилей и др., а в 70–80-е годы перешли на прямые, «рубленные» формы тех же изделий).

Одной из важных особенностей проектирования является многовариантность, так как нормы и правила конструирования имеют рекомендательный характер. Поэтому в ответственных случаях параллельно разрабатывают несколько вариантов проектируемого изделия. Затем на основании испытаний и опытной эксплуатации выбирают наиболее надежный, технологичный и экономичный вариант изделия.

#### **1.4.2. Этапы конструирования машин**

Стадии разработки конструкторской документации изделий всех отраслей промышленности сформулированы в ГОСТ 2.103-68\* и включают следующие этапы:

1. Техническое задание на проект или техническое предложение. Техническое задание составляют на проекты машин, входящих в основную номенклатуру машин серийного и массового выпуска; техническое предложение обычно составляют для завода-заказчика на специальные машины. Эти документы устанавливают основные паспортные параметры машины и содержат решение общих принципиальных вопросов схемы машины.

2. Эскизный проект, включающий в себя эскизную разработку общих видов основных узлов.

3. Технический проект, содержащий отработанные общие виды машины и ее узлов, готовых к детализации.

4. Рабочий проект, представляющий собой комплекс общих видов, рабочих чертежей деталей, спецификаций и других документов, достаточных для изготовления машины.

#### **1.4.3. Понятие САПР**

Процесс проектирования любого изделия является весьма сложным, трудоемким и многоплановым. Поэтому вполне естественно, что в эпоху глобальной компьютеризации, когда компьютеры начали применять во всех сферах деятельности человека, появились САПР – *системы*

*автоматизированного проектирования*, охватывающие как отдельные этапы, так и весь процесс проектирования. Наиболее продвинутые САПР включают также моделирование производственных испытаний и даже техпроцесс изготовления (производства) самого изделия (появились участки, цеха и заводы-автоматы).

Цели создания САПР:

- снижение трудозатрат и сокращение сроков проектирования;
- повышение качества получаемых изделий.

Эти цели достигаются:

- применением современных ЭВМ и расчетно-графических программ;
- применением современных математических методов расчета и, прежде всего, методов многовариантной оптимизации и методов математического моделирования, позволяющих разработать несколько вариантов проектируемого изделия, а также заменить производственные испытания изделия исследованием математической модели.

В основе САПР лежит унификация и стандартизация как отдельных деталей, так и целых изделий, методов их расчета и технологических процессов производства.

В настоящее время глобальные САПР, охватывающие все этапы проектирования, существуют только в наиболее передовых отраслях производства. Например, при изготовлении первого отечественного космического челнока была разработана САПР «Буран». Успешные летные испытания космического челнока доказали эффективность разработанной системы. Отдельные части САПР «Буран» успешно применяют и в других отраслях производства. Например, в автомобилестроении применяют САПР «Колесо», позволяющую проектировать ходовую часть любого автомобиля.

В общем машиностроении САПР применяют ограниченно и только для отдельных деталей. Такие САПР охватывают, как правило, расчеты, конструирование и вычерчивание рабочих чертежей, так как разработка глобальных САПР весьма трудоемка и по силам только крупным научно-производственным объединениям.

## Лекция № 2

### 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 2.1. НАЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧИ. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ПЕРЕДАЧЕ

Тенденцией современного машиностроения является увеличение частот вращения валов двигателей, что повышает их технико-экономические показатели (снижается материалоемкость, повышается КПД, уменьшается расход смазочного материала). Электродвигатели промышленного назначения обычно применяют с синхронной частотой вращения вала  $n_c = 1000, 1500$  и  $3000 \text{ мин}^{-1}$ . Двигатели современных транспортных средств имеют наибольшие частоты вращения коленчатого вала  $n = 5000 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}$ .

Мощность при вращательном движении связана с угловой скоростью вращения вала зависимостью

$$P = T\omega, \quad (2.1)$$

где  $P$  – мощность на валу, Вт;

$T$  – вращающий момент на валу, Н·м;

$\omega$  – угловая скорость вращения вала, рад/с.

С целью уменьшения диаметра вала и массы двигателя стремятся реализовать мощность на валу двигателя при малом значении вращающего момента  $T$  и большой угловой скорости  $\omega$ .

В то же время, подавляющее большинство исполнительных механизмов работают при малых угловых скоростях и больших вращающих моментах. Например, барабаны лебедок, ленточных конвейеров, звездочки цепных конвейеров обычно вращаются с частотой вращения  $n = 10 \dots 60 \text{ мин}^{-1}$ .

Поэтому между двигателем и исполнительным механизмом обычно устанавливают передачи, назначение которых *передать* мощность (энергию) от двигателя к исполнительному механизму, как правило, с преобразованием угловой скорости и вращающего момента.

Чаще угловую скорость от двигателя к исполнительному механизму уменьшают (редуцируют), а вращающий момент увеличивают. С этой целью обычно используют редукторы.

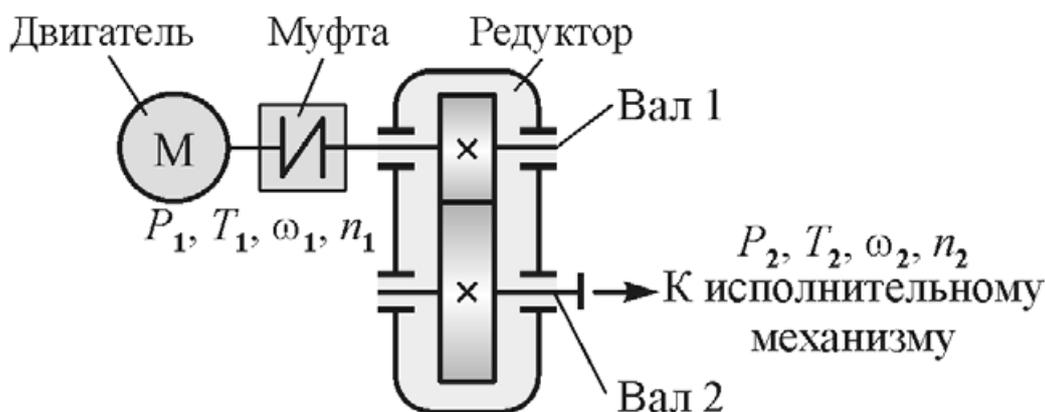
*Редуктор* – совокупность передач, помещенных в корпусе со смазкой, служащая для уменьшения частоты вращения от вала двигателя к исполнительному механизму и увеличения вращающего момента.

Иногда частоты вращения валов двигателя и исполнительного механизма совпадают. В таких приводах передача может отсутствовать. Примером такого привода является привод вентилятора, в котором

крыльчатка вентилятора посажена непосредственно на вал двигателя.

В некоторых приводах необходимо увеличить частоту вращения от вала двигателя к исполнительному механизму. Этой цели служит *мультипликатор*, назначение которого – передача мощности (энергии) от двигателя к исполнительному механизму с увеличением частоты вращения и уменьшением вращающего момента. Примером такого привода является привод сепаратора для сепарирования молока.

На рис. 2.1 представлена кинематическая схема привода от двигателя к исполнительному механизму посредством цилиндрического одно-ступенчатого редуктора.



**Рис. 2.1. Кинематическая схема привода с одной передачей**

На рис. 2.1:

$P_1$  и  $P_2$  – мощности на валах двигателя и исполнительного механизма, Вт (кВт);

$T_1$  и  $T_2$  – вращающие моменты на валах двигателя и исполнительного механизма, Н·м;

$\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости вращения валов двигателя и исполнительного механизма, рад/с;

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения валов двигателя и исполнительного механизма, мин<sup>-1</sup>.

КПД привода есть отношение полезной мощности (на валу исполнительного механизма) к затраченной (на валу двигателя):

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (2.2)$$

Откуда  $P_2 = P_1\eta$ , т.е. мощность передается от двигателя к исполнительному механизму с некоторыми потерями в приводе.

Связь между угловой скоростью и частотой вращения валов выражается зависимостями

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} \text{ и } \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}. \quad (2.3)$$

Согласно формуле (2.1) мощности на валах (Вт):

$$P_1 = T_1 \omega_1 \text{ и } P_2 = T_2 \omega_2. \quad (2.4)$$

Часто мощность выражают в кВт, тогда расчетные формулы принимают вид

$$P_1 = \frac{T_1 \omega_1}{1000} = \frac{T_1 n_1}{9550} \text{ и } P_2 = \frac{T_2 \omega_2}{1000} = \frac{T_2 n_2}{9550}. \quad (2.5)$$

Важным кинематическим показателем передачи является ее передаточное отношение, показывающее, во сколько раз изменяется угловая скорость (частота вращения) от вала двигателя к исполнительному механизму:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.6)$$

На основании опыта проектирования установлены оптимальные значения передаточных отношений отдельных передач, при превышении которых передачи становятся менее компактными. Так для цилиндрической зубчатой передачи оптимальным считают  $i = 3 \dots 6$ , для ременной передачи  $i = 2 \dots 3$  и т.д.

Для редуктора  $i \geq 1$ , для мультипликатора  $i < 1$ .

Согласно формулам (2.2) – (2.6)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{1}{i},$$

откуда связь между моментами на валах привода

$$T_2 = T_1 i \eta,$$

В подавляющем большинстве случаев в приводе одной передачи недостаточно, поэтому последовательно устанавливают несколько передач, а редукторы выполняют двух-, трех- и многоступенчатыми.

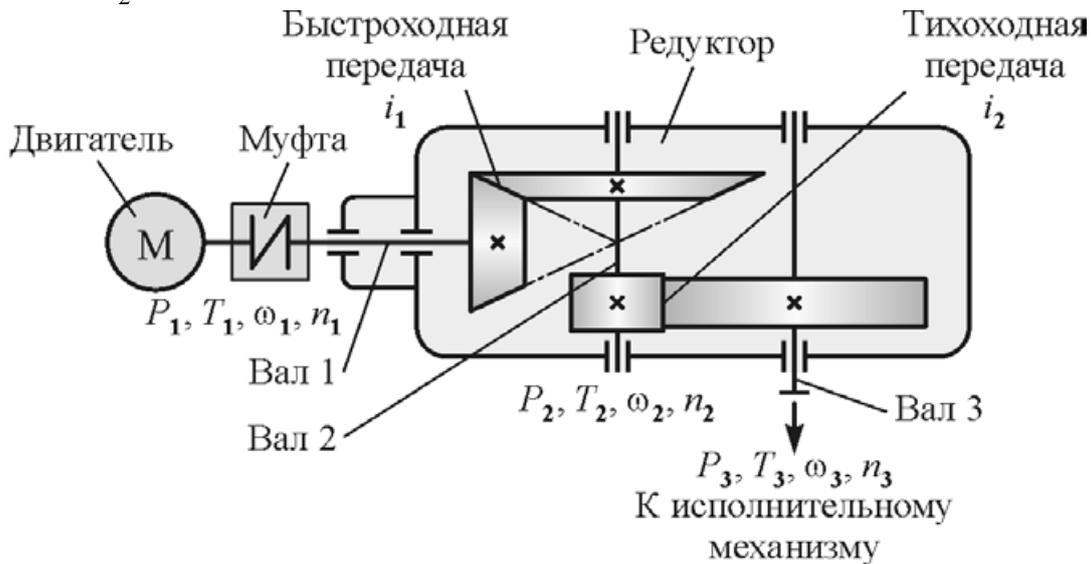
На рис. 2.2 представлена кинематическая схема привода с двухступенчатым коническо-цилиндрическим редуктором: коническая передача является быстроходной ступенью, цилиндрическая – тихоходной ступенью редуктора.

По аналогии с формулой (2.2)

$$\eta = \frac{P_3}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_3}{P_2} = \eta_1 \eta_2, \quad (2.7)$$

где  $\eta_1 = \frac{P_2}{P_1}$  – КПД быстроходной передачи;

$$\eta_2 = \frac{P_3}{P_2} - \text{КПД тихоходной передачи.}$$



**Рис. 2.2. Кинематическая схема привода с коническо-цилиндрическим редуктором**

Таким образом, КПД привода есть произведение КПД последовательно установленных передач.

По аналогии с формулой (2.6) для привода, состоящего из двух передач,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} = i_1 i_2, \quad (2.8)$$

где  $i_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2}$  – передаточное отношение быстроходной передачи;

$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_3}$  – передаточное отношение тихоходной передачи.

Таким образом, передаточное отношение привода равно произведению передаточных отношений последовательно установленных передач.

И, наконец, с учетом формул (2.7) и (2.8)

$$\eta = \frac{P_3}{P_1} = \frac{T_3 \omega_3}{T_1 \omega_1} = \frac{T_3}{T_1} \cdot \frac{1}{i},$$

откуда связь между моментами на ведущем и ведомом валах привода

$$T_3 = T_1 i \eta.$$

В общем случае для  $k$  передач привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k,$$

$$i = i_1 i_2 \dots i_k.$$

## 2.2. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Классификация механических передач представлена на рис. 2.3. Основное применение в машиностроении получили передачи зацеплением, обладающие повышенной нагрузочной способностью. Однако в быстроходных узлах при малых нагрузках иногда рациональнее применить более простые по конструкции передачи трением.

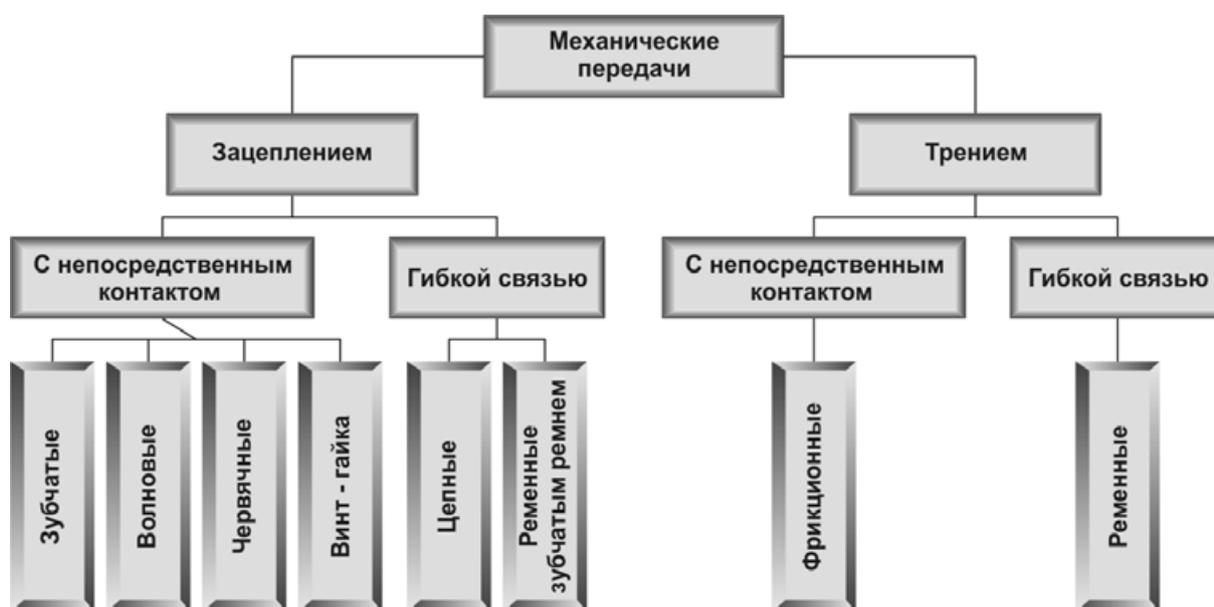


Рис. 2.3. Классификация передач

По взаимному расположению осей валов передачи различают:

- с параллельными осями и соосные;
- с пересекающимися осями;
- с перекрещивающимися осями.

Основное применение в приводах получили передачи с параллельными осями, которые в большинстве случаев получают более компактными и имеют более высокие технико-экономические показатели. Передачи с пересекающимися и перекрещивающимися осями применяют в обоснованных случаях.

В зависимости от назначения передачи выполняют с постоянным или с переменным (регулируемым) передаточным отношением. В последнем случае регулирование может быть ступенчатым (коробка перемены передач) или бесступенчатым (вариатор).

Ниже рассматриваются передачи с постоянным передаточным отношением, получившие основное применение в приводах общего назначения.

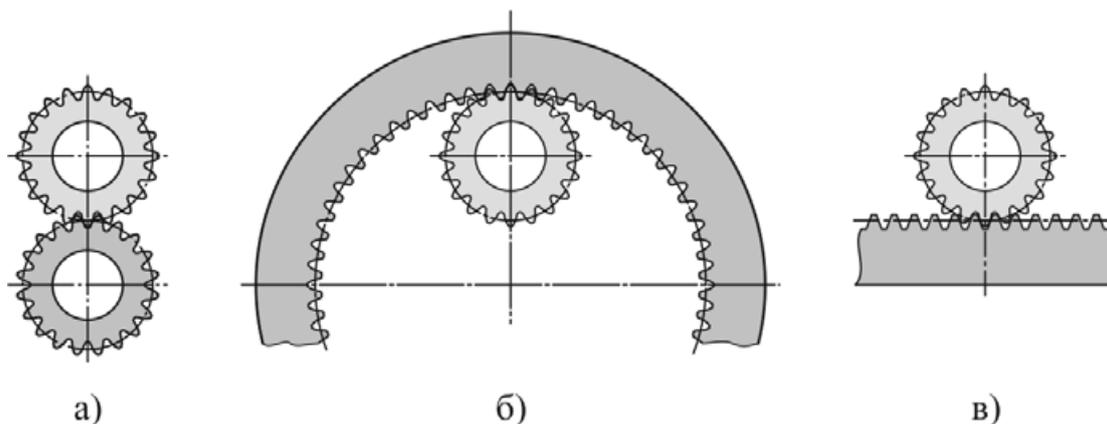
## Лекция № 3

### 2.3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 2.3.1. Общие сведения

Цилиндрические зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Зацепление зубчатых колес может быть внешним (рис. 2.4, а), внутренним (рис. 2.4, б) или в виде шестерни-рейки (рис. 2.4, в). При числе зубьев одного из зубчатых колес, равным бесконечности, оно превращается в рейку. Реечные передачи преобразуют вращательное движение в поступательное.



**Рис. 2.4. Зацепление зубчатых колес:**  
а) внешнее; б) внутреннее; в) шестерня-рейка

По направлению зубьев относительно образующей цилиндра передачи различают:

- прямозубые;
- косозубые;
- шевронные.

Из известных профилей в силовых цилиндрических зубчатых передачах основное применение получил эвольвентный профиль зубьев.

*Достоинства эвольвентного профиля:*

- технологичность – доступность нарезания и шлифования зубьев;
- высокая нагрузочная способность;
- постоянство передаточного отношения;
- высокий КПД ( $\eta \approx 0,98$ ).

*Недостатки:*

- сравнительно небольшое передаточное отношение ( $i \leq 6,3$ );
- требование высокой точности изготовления.

### 2.3.2. Геометрические характеристики цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи

Эвольвентный профиль образуется любой точкой  $K$  производящей прямой  $NN$  при перекатывании последней по основной окружности диаметром  $d_b$  (рис. 2.5).  $AK$  – радиус кривизны эвольвенты в точке  $K$ .



**Рис. 2.5. Схема образования эвольвенты**

Геометрия цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи внешнего зацепления представлена на рис. 2.6.

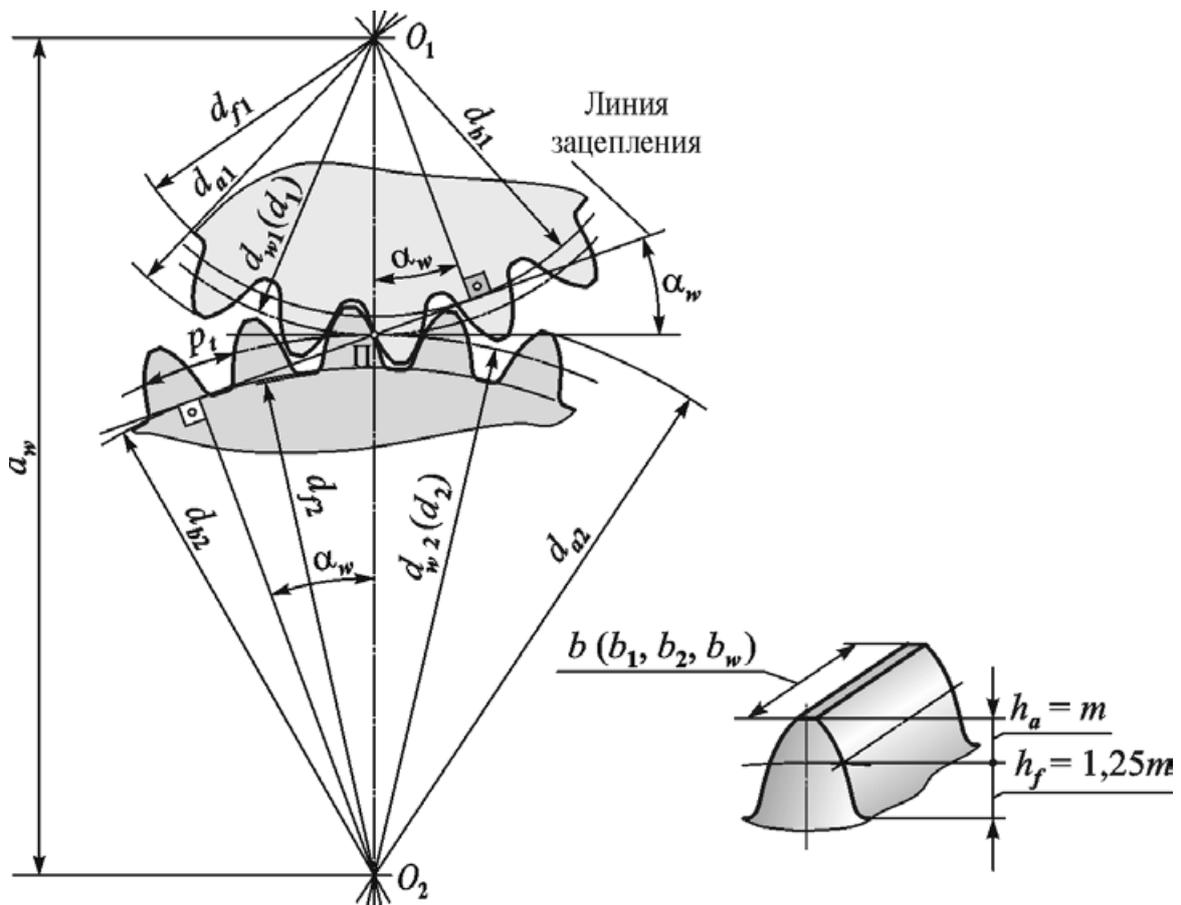
Принято меньшее из зубчатых колес называть *шестерней* и присваивать в обозначениях его параметров индекс 1, большее – *колесом* и присваивать в обозначениях его параметров индекс 2.

По делительным диаметрам  $d_1$  и  $d_2$  обкатываются соответственно шестерня или колесо с режущим инструментом. Делительными диаметры называют потому, что на этих диаметрах толщина зуба по дуге окружности равна ширине впадины: каждая из них равна половине окружного шага  $p_i$  (рис. 2.7).

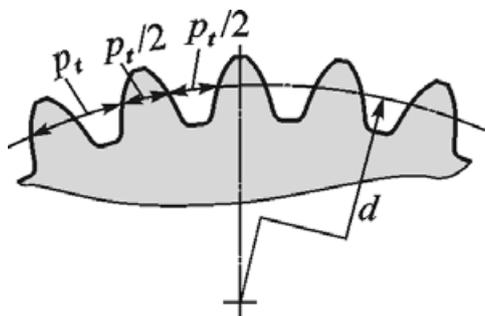
По начальным диаметрам  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  шестерня обкатывается с колесом в полюсе П. Передаточное число передачи

$$u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1},$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – число зубьев шестерни и колеса.



**Рис. 2.6. Геометрические параметры цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи внешнего зацепления**



**Рис. 2.7. Шаг зацепления**

Шаг  $p_t$  кратен числу  $\pi$  и поэтому неудобен для принятия за основной параметр зацепления.

Важным геометрическим параметром передачи является модуль  $m = p_t / \pi$ . Модуль стандартизован в диапазоне 0,05...100 мм. Стандартизация модуля позволила снизить номенклатуру фрез, нарезающих зубчатые колеса. Ниже приведены модули по ГОСТ 9563-80\* в наиболее употребляемом диапазоне, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

2-й ряд: 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

На рис. 2.6:

$h_a$  и  $h_f$  – высота головки и ножки зуба;

$b_1, b_2, b_w$  – ширина зубчатых венцов шестерни, колеса и рабочая ширина зубчатых венцов:  $b_1 = b_2 + (2...5)$  мм;  $b_w = b_2$ .

Делительные диаметры зубчатых колес:

– шестерни  $d_1 = mz_1$ ;

– колеса  $d_2 = mz_2$ .

Диаметры вершин зубьев:

– шестерни  $d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m = m(z_1 + 2)$ ;

– колеса  $d_{a2} = d_2 \pm 2h_a = d_2 \pm 2m = m(z_2 \pm 2)$ .

Диаметры впадин зубьев:

– шестерни  $d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m = m(z_1 - 2,5)$ ;

– колеса  $d_{f2} = d_2 \mp 2h_f = d_2 \mp 2,5m = m(z_2 \mp 2,5)$ .

Основные диаметры:

– шестерни  $d_{b1} = d_1 \cos \alpha_w$ ;

– колеса  $d_{b2} = d_2 \cos \alpha_w$ .

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = \frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{2} = 0,5d_{w1}(u \pm 1) = 0,5m(z_2 \pm z_1).$$

В формулах верхний знак относится к внешнему, а нижний знак – к внутреннему зацеплению.

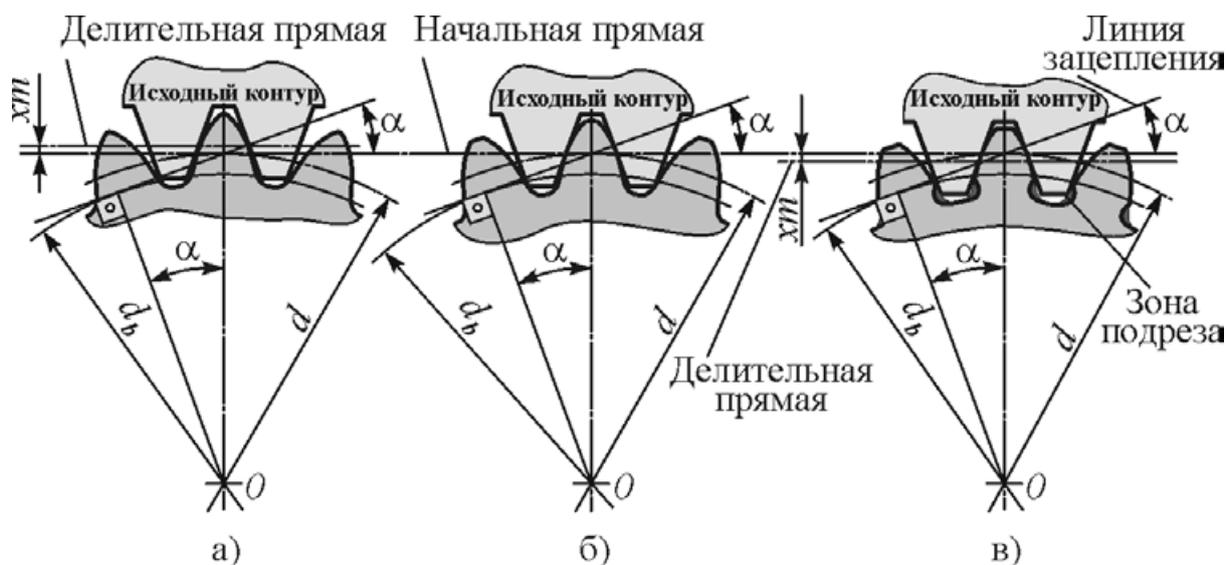
Зубчатые колеса могут быть нарезаны:

– без смещения инструмента, когда коэффициент смещения инструмента  $x = 0$ , делительные и начальные диаметры совпадают  $d_{w1} = d_1$  и  $d_{w2} = d_2$ ;

– со смещением инструмента, когда коэффициент смещения инструмента  $x \neq 0$ , делительные и начальные диаметры не совпадают  $d_{w1} \neq d_1$  и  $d_{w2} \neq d_2$  (рис. 2.8).

Смещение инструмента от центра зубчатого колеса является положительным ( $x > 0$ ), к центру зубчатого колеса – отрицательным ( $x < 0$ ).

$\alpha_w$  – угол зацепления; при нарезании зубьев без смещения исходного контура угол зацепления равен углу профиля исходного контура  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ .



**Рис. 2.8. Смещение инструмента при нарезании зубчатого колеса:**  
 а) смещение положительное:  $x > 0$ ; б) смещение отсутствует:  $x = 0$ ;  
 в) смещение отрицательное:  $x < 0$

Нарезание зубчатых колес со смещением позволяет в ряде случаев улучшить качественные показатели передачи:

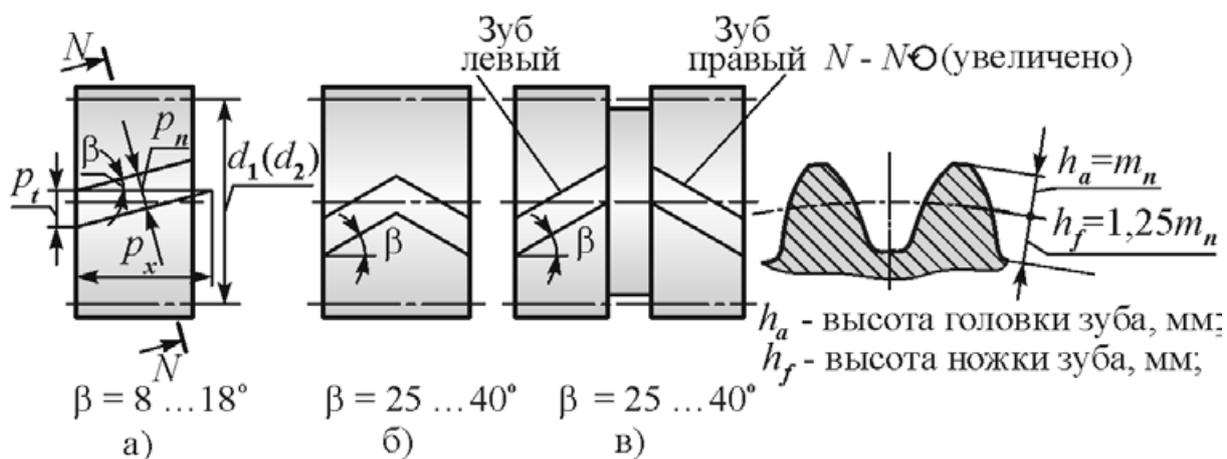
- увеличить прочность зубьев на изгиб;
- устранить подрезание зубьев при их числе  $z < 17$ ;
- повысить контактную прочность передачи;
- повысить износостойкость и снизить склонность передачи к заеданию.

### 2.3.3. Особенности геометрии косозубых и шевронных передач

Косозубые и шевронные передачи имеют нагрузочную способность в 1,15...1,35 раза выше, чем прямозубые. С увеличением угла наклона зубьев  $\beta$  возрастает плавность работы зацепления, но появляются осевые силы, дополнительно нагружающие валы и опоры. Поэтому в косозубых передачах угол наклона зубьев ограничивают величиной  $\beta = 8...18^\circ$ , причем большие значения угла назначают в быстроходных малонагруженных передачах, чем достигается высокая плавность работы. Особенностью шевронных передач является то, что осевые силы на полушевронах действуют в противоположные стороны и не передаются на валы и опоры. Поэтому угол наклона зубьев в шевронных передачах увеличивают до значения  $\beta = 25...40^\circ$ .

В косозубой и шевронной передачах различают шаги и модули (рис. 2.9):

- нормальные  $p_n$  и  $m_n$ , измеренные в нормальной к зубу плоскости  $N-N$ ;
- торцовые  $p_t$  и  $m_t$ , измеренные в торцовой плоскости (перпендикулярно оси вращения зубчатого колеса);
- осевые  $p_x$  и  $m_x$ , измеренные параллельно оси зубчатого колеса.



**Рис. 2.9. Геометрия косозубого и шевронного зубчатых колес:**

- а) колесо косозубое; б) колесо шевронное без канавки;
- в) колесо шевронное с канавкой для выхода фрезы

Стандартизован модуль *нормальный*  $m_n$  с целью унификации режущих инструментов, нарезающих зубчатые колеса одного модуля независимо от угла наклона зубьев.

Связь торцовых шага  $p_t$  и модуля  $m_t$  и осевых шага  $p_x$  и модуля  $m_x$  с нормальными  $p_n$  и  $m_n$  выражается зависимостями

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}, \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad p_x = \frac{p_n}{\sin \beta}, \quad m_x = \frac{m_n}{\sin \beta}.$$

Делительные (начальные) диаметры зубчатых колес, нарезанных без смещения инструмента:

– шестерни  $d_1 = d_{w1} = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$ ;

– колеса  $d_2 = d_{w2} = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$ .

Диаметры вершин зубьев:

– шестерни  $d_{a1} = d_1 + 2m_n = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} + 2m_n$ ;

– колеса  $d_{a2} = d_2 \pm 2m_n = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} \pm 2m_n$ .

Диаметры впадин зубьев:

– шестерни  $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} - 2,5m_n$ ;

– колеса  $d_{f2} = d_2 \mp 2,5m_n = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} \mp 2,5m_n$ .

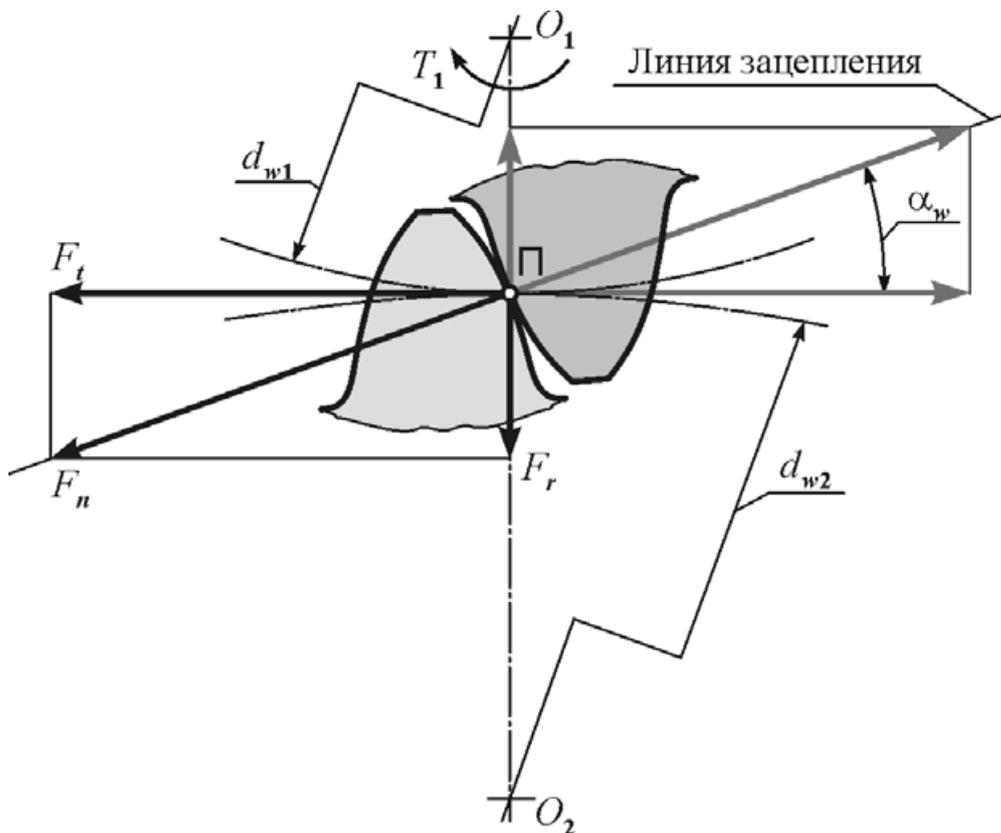
Межосевое расстояние передачи

$$a_w = \frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{2} = 0,5d_{w1}(u \pm 1) = \frac{0,5m_n(z_2 \pm z_1)}{\cos \beta}.$$

В формулах верхний знак относится к внешнему, а нижний знак – к внутреннему зацеплению.

### 2.3.4. Силы в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

Схема сил в прямозубой цилиндрической передаче представлена на рис. 2.10.



**Рис. 2.10. Силы в цилиндрической эвольвентной прямозубой передаче**

Сила взаимодействия между сопряженными зубьями  $F_n$  направлена по их общей нормали (по линии зацепления). В инженерных расчетах ее раскладывают на две составляющие:

$F_t$  – окружная сила, действующая по касательной к начальным окружностям  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$ , создающая на валах вращающие моменты;

$F_r$  – радиальная сила, действующая по радиусу зубчатых колес.

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_{w1}}, \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}.$$

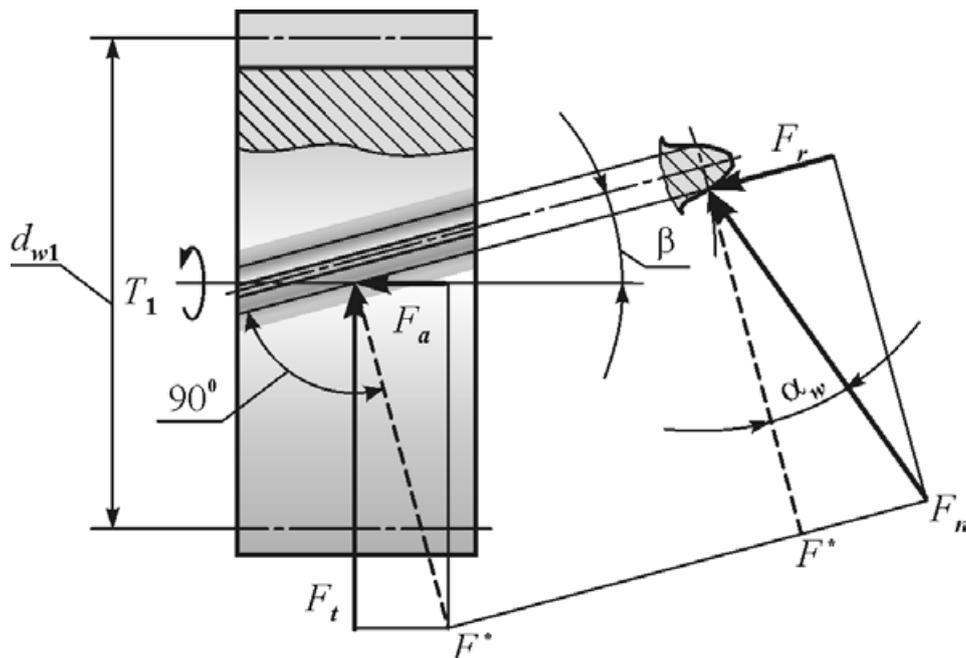
В формулах:

$T_1$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$\alpha_w$  – угол зацепления; при нарезании зубьев без смещения исходного контура угол зацепления равен углу профиля исходного контура  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ .

### 2.3.5. Силы в зацеплении косозубой и шевронной передач

Схема сил в косозубой передаче представлена на рис. 2.11.



**Рис. 2.11. Силы в цилиндрической эвольвентной косозубой передаче**

Сила взаимодействия между сопряженными зубьями  $F_n$  направлена по их общей нормали. В инженерных расчетах ее раскладывают на три составляющие:

$F_t$  – окружная сила, действующая по касательной к начальным окружностям  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$ , создающая на валах вращающие моменты;

$F_r$  – радиальная сила, действующая по радиусу зубчатых колес;  
 $F_a$  – осевая сила, направленная параллельно оси зубчатого колеса.

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_{w1}}, \quad F_r = F^* \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{F_t}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha_w, \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} = \frac{F^*}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}.$$

В формулах:

$T_1$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$\alpha_w$  – угол зацепления в нормальном сечении; при нарезании зубьев без смещения исходного контура угол зацепления равен углу профиля исходного контура  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ .

В шевронной передаче осевые силы на полушевронах уравниваются на зубчатом колесе и не передаются на валы и опоры.

### 2.3.6. Скольжение в зацеплении

При работе передачи с постоянной угловой скоростью зубчатых колес линейная скорость точки контакта в процессе работы изменяется пропорционально радиусу в этой точке каждого из зубчатых колес и направлена перпендикулярно радиусу-вектору в эту точку из центров их вращения. Так как головка зуба шестерни контактирует с ножкой зуба колеса (и наоборот), то в зоне входа в зацепление и выхода из него имеет место наибольшая разность окружных скоростей  $V_1$  и  $V_2$  в точках контакта шестерни и колеса и наибольший угол между их векторами (рис. 2.12).

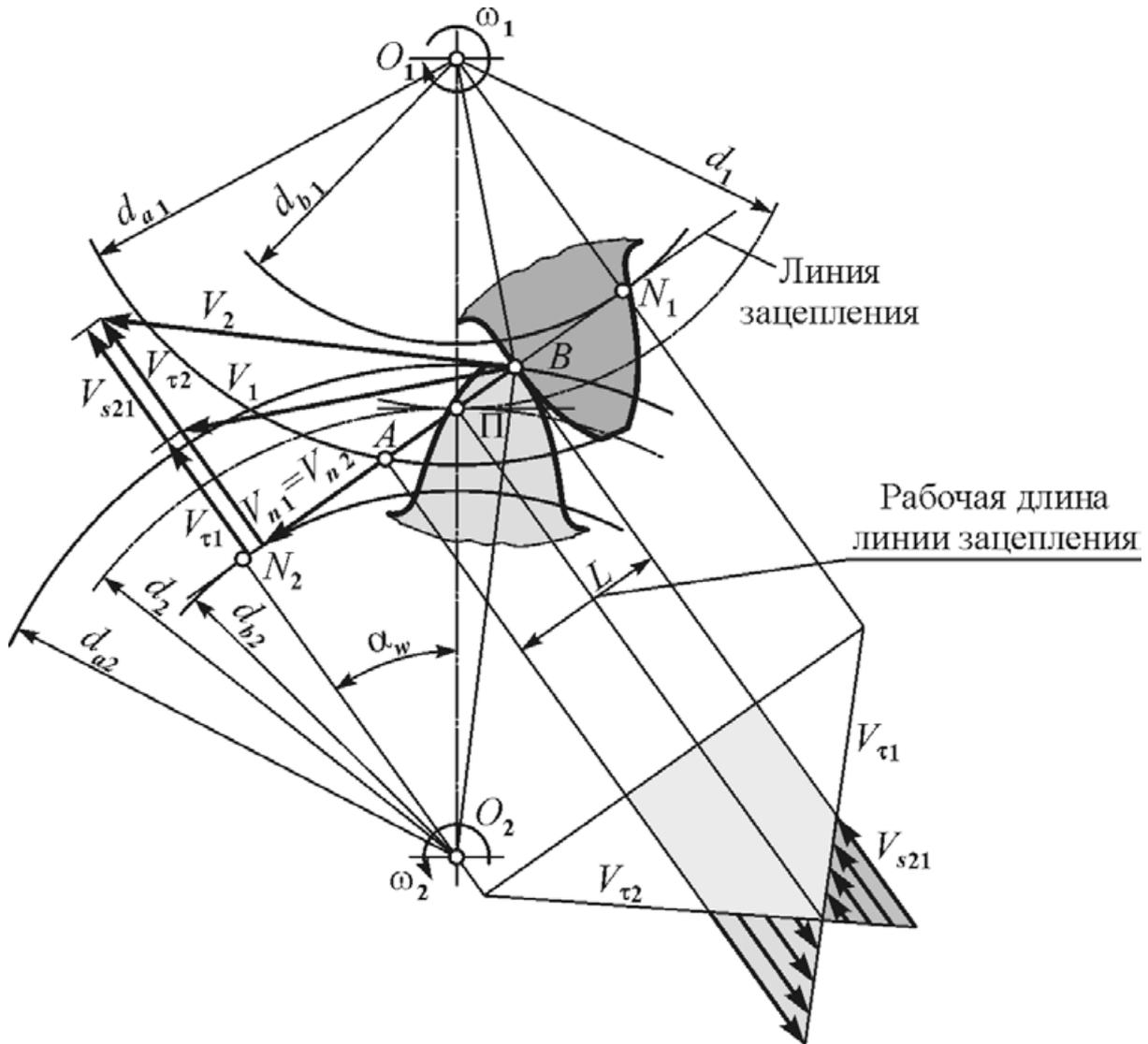
Нормальные составляющие окружных скоростей равны  $V_{n1} = V_{n2}$  (зубья не внедряются друг в друга) и направлены по линии зацепления в сторону перемещения точки контакта зубьев. Тангенциальные составляющие  $V_{\tau 1}$  и  $V_{\tau 2}$  направлены перпендикулярно линии зацепления. Они изменяются от нуля в точках  $N_1$  и  $N_2$  касания линии зацепления с основными окружностями  $d_{b1}$  ( $V_{\tau 1} = 0$ ) и  $d_{b2}$  ( $V_{\tau 2} = 0$ ) до наибольшего значения в граничных точках  $A$  и  $B$  рабочего участка  $L$  линии зацепления, отсекаемого диаметрами вершин зубьев  $d_{a1}$  ( $V_{\tau 1} = \max$ ) и  $d_{a2}$  ( $V_{\tau 2} = \max$ ).

Следствием разности  $V_{\tau 1}$  и  $V_{\tau 2}$  является скольжение профилей со скоростью  $V_{s21} = |V_{\tau 2} - V_{\tau 1}|$ .

В полюсе зацепления  $\Pi$  окружные скорости равны и совпадают по направлению:

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_2, \quad \vec{V}_{\tau 1} = \vec{V}_{\tau 2}, \quad \vec{V}_{s21} = 0,$$

т.е. в полюсе зацепления имеет место чистое качение профилей. При удалении от полюса к вершине и ножке зуба возрастает скольжение профилей, что приводит к увеличению потерь в зацеплении и интенсивности износа.



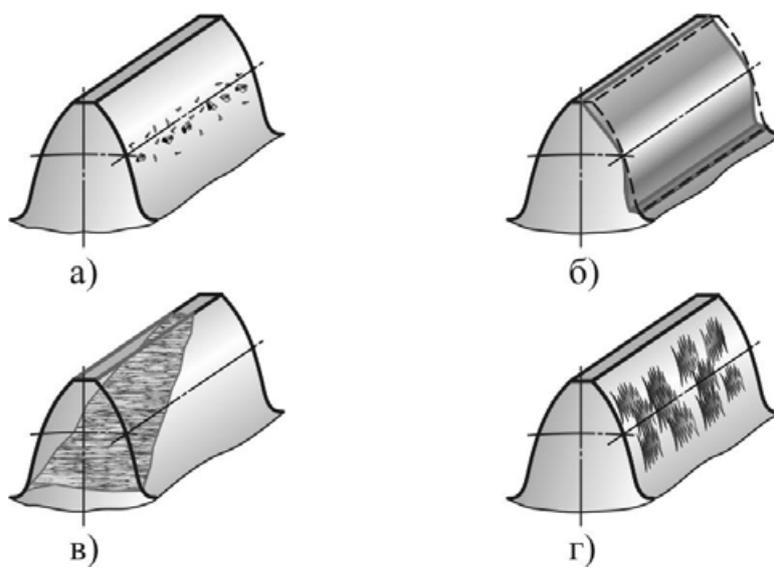
**Рис. 2.12. Скольжение в зацеплении**

Качественные показатели передачи улучшаются с уменьшением высоты зубьев, т.е. с уменьшением модуля. А так как  $d_1 = mz_1$  и  $d_2 = mz_2$ , то при тех же делительных диаметрах зубчатых колес целесообразно проектировать передачи с малым модулем и большим числом зубьев.

### 2.3.7. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач

Виды разрушения зубьев зубчатых передач приведены на рис. 2.13.

*Выкрашивание (питтинг)* (рис. 2.13, а) является основной причиной выхода из строя закрытых хорошо смазываемых зубчатых передач. Имеющиеся на рабочих поверхностях зубьев микротрещины при циклическом нагружении зубьев разрастаются вглубь металла, что приводит через некоторое время работы к образованию оспинков (питтинг).



**Рис. 2.13. Виды разрушения зубьев:**  
а) выкрашивание (питтинг); б) износ зубьев;  
в) поломка зубьев; г) заедание

Выкрашивание начинается на ножках зубьев вблизи полюсной линии, где имеет место чистое качение и отсутствуют условия для износа, распространяясь со временем на всю поверхность зуба.

Выкрашивание может быть ограниченным и прогрессирующим. *Ограниченное выкрашивание* обычно связано с периодом приработки. Из-за неточностей изготовления и монтажа в начальный период эксплуатации нагрузка по длине линии контакта распределяется неравномерно. В зоне концентрации нагрузки наблюдается выкрашивание. По мере приработки передачи нагрузка по длине линии контакта распределяется более благоприятно, оспинки завальцовываются и передача длительно работает. *Прогрессирующее* выкрашивание носит усталостный характер, связано с длительной эксплуатацией передачи, когда число оспинков и их размеры увеличиваются, оспинки разрастаются, объединяются в раковины, что приводит к увеличению удельной нагрузки из-за прерывистой линии контакта зубьев, возрастанию динамических нагрузок и выходу передачи из строя.

Выкрашивание может быть также следствием значительной кратковременной перегрузки, что может привести к мгновенному разрушению передачи.

Для обеспечения расчетного ресурса передачи по выкрашиванию зубьев проводят проектный и проверочные расчеты закрытых хорошо смазываемых передач на контактную прочность.

*Износ* (рис. 2.13, б) – основная причина выхода из строя открытых передач, а также закрытых, работающих в абразивных средах (землеройные машины), что объясняется скудной смазкой в зоне контакта. Инженерной методики расчета передач на износ не существует из-за большого числа факторов, влияющих на интенсивность износа.

*Поломка зубьев* (рис. 2.13, в) – основная причина выхода из строя открытых передач, а также закрытых высоконагруженных мелко модульных передач. Поломка зубьев может носить усталостный характер или являться следствием значительных перегрузок. При циклическом нагружении микротрещины у корня зуба разрастаются, что приводит к излому по сечению у основания зуба прямозубых колес или по косому сечению – косозубых и шевронных колес.

Иногда поломка зубьев является следствием значительного их износа и потери изгибной прочности.

Для предотвращения поломки зубьев в течение заданного ресурса передачи проводят проектный расчет открытых передач на изгиб зубьев, а также проверочные расчеты на изгиб как открытых, так и закрытых передач.

*Заедание* (рис. 2.13, г) – характерно для высоконагруженных быстроходных передач. При высокой удельной нагрузке смазка из контакта выдавливается, происходит разрыв масляной пленки, нагрев и схватывание сопряженных поверхностей с образованием следов задира в направлении скольжения зубьев. Для предотвращения заедания проводят проверочный расчет на заедание высоконагруженных быстроходных передач.

## *Лекция № 4*

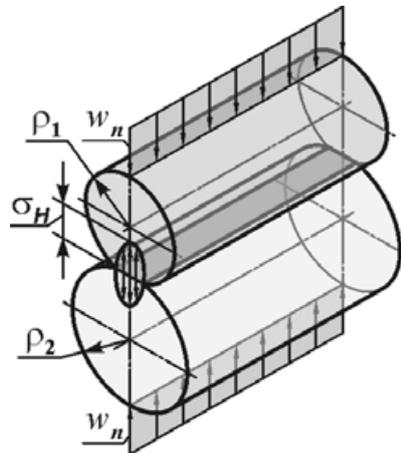
### **2.3.8. Расчет цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи на контактную прочность**

Расчет на контактную прочность проводится для закрытых хорошо смазываемых зубчатых передач, основной причиной разрушения которых является выкрашивание поверхностных слоев зубьев. Цель расчета – предотвращение выкрашивания зубьев в течение расчетного ресурса.

В основу расчета положена формула Герца, выведенная для случая

сжатия двух параллельных неподвижных цилиндров при отсутствии смазки.

При сжатии цилиндров вдоль их образующих начальное их касание происходит по линии. Вследствие упругих деформаций цилиндров контакт распространяется по некоторой площадке, а контактные напряжения по ширине площадки распределяются по эллипсу (рис. 2.14).



**Рис. 2.14. Схема к расчету контактной прочности цилиндров**

Наибольшие напряжения на площадке контакта вычисляются по формуле Герца

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{w_n}{\rho_v}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.9)$$

где  $\sigma_H$  и  $\sigma_{HP}$  – наибольшие и допускаемые напряжения в контакте двух цилиндров, МПа;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства контактирующих деталей,

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}};$$

$\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материалов цилиндров;

$E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов сопряженных цилиндров, МПа;

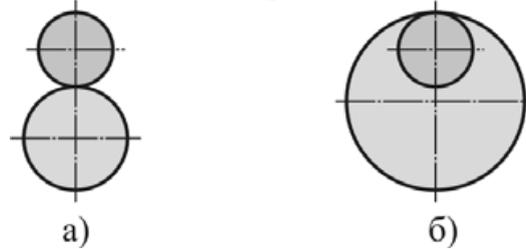
$w_n$  – нормальная нагрузка на единицу длины  $l_\Sigma$  контактных линий (интенсивность нагрузки):  $w_n = \frac{F_n}{l_\Sigma}$ , Н/мм;

$\rho_1$ ,  $\rho_2$  и  $\rho_v$  – соответственно радиусы цилиндров и эквивалентный радиус кривизны в контакте, мм.

Из дифференциальной геометрии следует, что эквивалентная кривизна в контакте равна сумме кривизн сопряженных поверхностей:

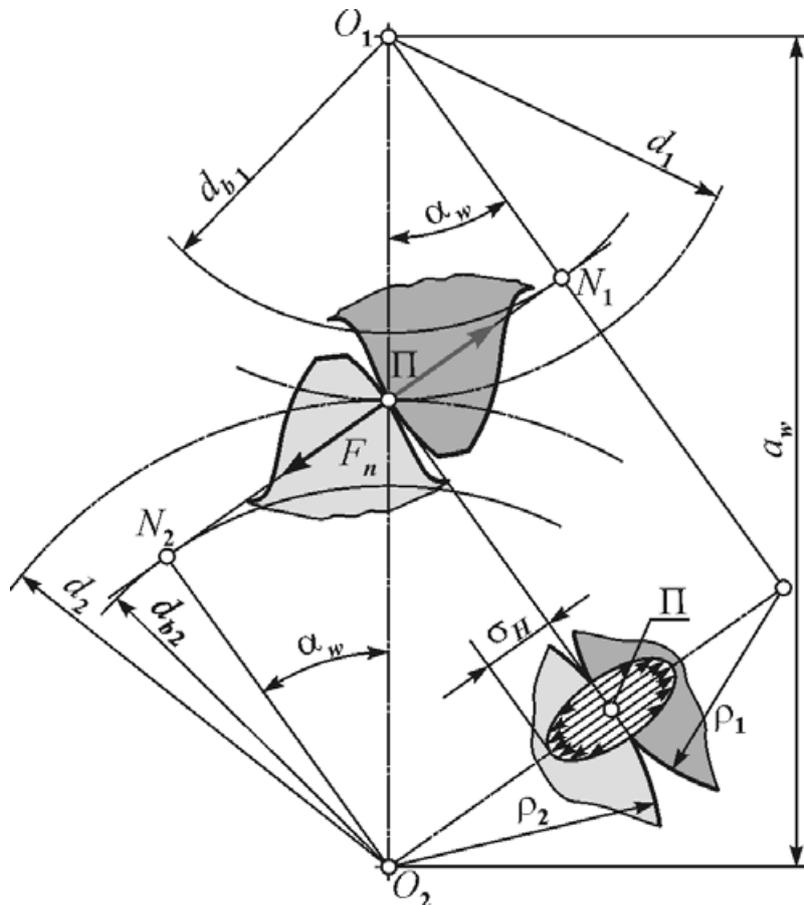
$$\frac{1}{\rho_v} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

В формуле знак «+» принимается при внешнем контакте цилиндров, знак «-» – при внутреннем контакте (рис. 2.15).



**Рис. 2.15. Контакт цилиндров:**  
а) внешний; б) внутренний

При расчете зубчатой передачи контакт двух эвольвентных зубьев в первом приближении рассматривают как контакт двух цилиндров, радиусы которых есть радиусы кривизны эвольвент в полюсе зацепления (рис. 2.16).



**Рис. 2.16. Схема к расчету контактной прочности зубьев**

Применительно к цилиндрической эвольвентной прямозубой зубчатой передаче (см. рис. 2.6, 2.10) в зоне однопарного зацепления с учетом поправочных коэффициентов) имеем:

$$w_n = \frac{F_n}{b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = \frac{F_t}{b_w \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w, \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w, \quad d_2 = d_1 u, \quad u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Подставив значения параметров в формулу (2.9), получим формулу для проверочного расчета цилиндрических эвольвентных зубчатых передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.10)$$

где  $Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей в полюсе зацепления, уменьшающийся с увеличением угла наклона зубьев  $\beta$ ;

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, зависящий от суммарного коэффициента перекрытия  $\varepsilon_\gamma$ .

При невыполнении условия прочности следует увеличить ширину зубчатых венцов или межосевое расстояние.

При проектировании передачи неизвестными являются два независимых параметра: межосевое расстояние  $a_w$  и расчетная ширина зубчатых венцов  $b_w$ . Поэтому задают коэффициент ширины передачи по одному из вариантов:

– в долях диаметра шестерни  $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$ ;

– в долях межосевого расстояния  $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ .

Эти параметры взаимосвязаны:  $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} = \frac{b_w}{0,5d_{w1}(u \pm 1)} = \frac{2\psi_{bd}}{u \pm 1}$ .

Физический смысл более полно отражает коэффициент  $\psi_{bd}$ , рекомендуемые значения которого приведены в табл. 2.1.

Выразив в формуле (2.10) параметр  $w_{Ht}$  через момент  $T_2$  на колесе, Н·м, и геометрические размеры передачи с учетом зависимости  $a_w = 0,5d_{w1}(u \pm 1)$  определим межосевое расстояние, мм:

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \quad (2.11)$$

В формуле (2.11) приняты усредненные значения коэффициентов  $Z_H \approx 2,4 \dots 2,5$ ,  $Z_E \approx 190$  и  $Z_\varepsilon \approx 0,8 \dots 0,9$ , что учтено вспомогательным коэффициентом:  $K_a = 495$  – для стальных прямозубых колес,  $K_a = 430$  – для стальных косозубых и шевронных колес.

**Таблица 2.1**  
**Рекомендуемые значения коэффициента ширины  $\psi_{bd}$**

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	$H_2 \leq 350$ НВ	$H_1 > 350$ НВ и $H_2 > 350$ НВ
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

*Примечание.* Большие значения следует принимать для постоянных и близких к ним нагрузок, для жестких конструкций валов, установленных в роликовых подшипниках качения.

Вычисленное по формуле (2.11) значение межосевого расстояния желательно округлить до ближайшего большего значения по ГОСТ 2185-66 на межосевые расстояния редукторов.

Если вычисленное межосевое расстояние существенно отличается от стандартного, допускается округлять его до ближайшего большего нормального линейного размера по ГОСТ 6636-69.

Далее определяют ширину зубчатых колес с округлением до нормальных линейных размеров:

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} a_w;$$

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5).$$

Перекрытие по ширине 2...5 мм гарантирует работу колеса по всей ширине венца; меньшие значения перекрытия принимают для малогабаритных редукторов.

Нормальный модуль зацепления рекомендуется принимать в пределах:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w \text{ – при твердости зубьев } H \leq 350 \text{ НВ,}$$

$$m_n = (0,016 \dots 0,0315) a_w \text{ – при твердости зубьев } H > 350 \text{ НВ.}$$

Меньшие значения модуля в указанном диапазоне следует принимать для быстроходных малонагруженных ступеней редуктора, что обеспечивает большую плавность работы передачи и меньшие потери на трение, большие значения модуля – для тихоходных высоконагруженных передач.

Полученное значение модуля уточняют в соответствии с ГОСТ 9563-80\*.

В силовых передачах рекомендуется принимать  $m_n \geq 1,5$  мм из-за опасности понижения несущей способности мелко модульного зубчатого колеса в результате износа зубьев, неоднородности материала, опасности разрушения зубьев при перегрузках.

Остальные размеры передачи определяют из геометрического расчета.

### 2.3.9. Расчет цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи на изгиб зубьев

Расчет зубчатой передачи на изгиб зубьев проводят в качестве проектного для открытых зубчатых передач, а также для закрытых передач, работающих в абразивных средах (землеройные машины). Проверочные расчеты на изгиб зубьев проводят для всех передач.

Цель расчетов – предотвратить поломку зубьев. Из проектного расчета определяют модуль зацепления, при котором обеспечивается изгибная прочность зубьев.

На рис. 2.17 представлена схема к расчету зуба на изгиб и эпюры:

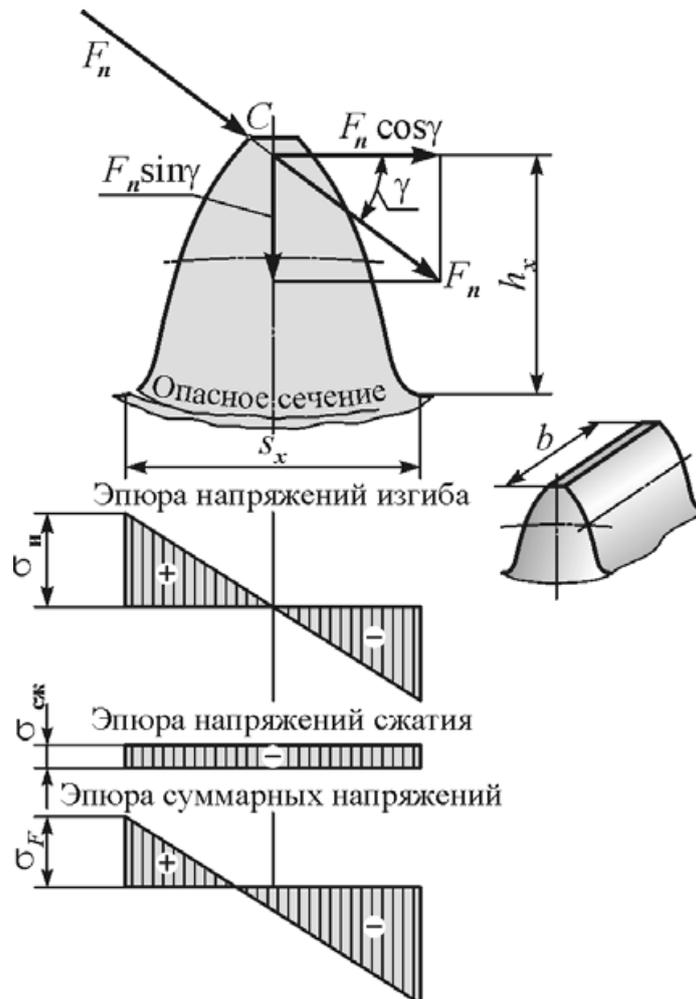


Рис. 2.17. Схема к расчету зубьев на изгиб

- напряжений изгиба  $\sigma_{и}$ ;
- напряжений сжатия  $\sigma_{сж}$ ;
- суммарных напряжений  $\sigma_F$ .

При расчете приняты допущения:

- вся нагрузка  $F_n$  воспринимается одним зубом (однопарное зацепление вследствие ошибок шага), приложена к его вершине (в точке С, где наибольшая консоль) и действует по нормали к его поверхности;
- силами трения в зацеплении пренебрегают в связи с их малостью;
- зуб прямозубой передачи рассматривается как консольная балка прямоугольного сечения с размерами  $S_x$  и  $b$  у основания;
- возникновение усталостных трещин и разрушение начинаются на растянутой стороне зуба.

Перенесем силу  $F_n$ , приложенную в вершине зуба, вдоль ее линии действия на ось симметрии зуба и разложим на две составляющие:

$F_n \cos \gamma$  – окружная сила, создающая на плече  $h_x$  изгибающий момент у корня зуба;

$F_n \sin \gamma$  – радиальная сила, сжимающая зуб.

Расчетные напряжения у корня зуба прямозубой передачи:

$$\sigma_F = \sigma_{и} - \sigma_{сж} = \frac{F_n}{b} \left( \frac{6h_x \cos \gamma}{S_x^2} - \frac{\sin \gamma}{S_x} \right) \leq \sigma_{FP},$$

где  $\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_x}$ ;  $\sigma_{сж} = \frac{F_n \sin \gamma}{S_x}$ ;  $M_{и} = F_n h_x \cos \gamma$ ;  $W_x = \frac{bS_x^2}{6}$ ;  $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$ .

Обозначив  $Y_{FS} = \frac{m}{\cos \alpha_w} \left( \frac{6h_x \cos \gamma}{S_x^2} - \frac{\sin \gamma}{S_x} \right)$ , получим с учетом

коэффициента расчетной нагрузки  $K_F$ :

$$\sigma_F = Y_{FS} \frac{F_t K_F}{mb} \leq \sigma_{FP},$$

где  $Y_{FS}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;

$\sigma_{FP}$  – допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу, МПа.

При расчете косозубых и шевронных передач вводятся поправочные коэффициенты, учитывающие перекрытие зубьев ( $Y_\varepsilon$ ) и наклон зубьев ( $Y_\beta$ ). Формула для проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач принимает вид:

$$\sigma_F = Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_t K_F}{mb} \leq \sigma_{FP}. \quad (2.12)$$

Коэффициент  $Y_{FS}$  определяют по графику отдельно для шестерни и колеса в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} \quad \text{и} \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

При невыполнении условия прочности следует увеличить модуль зацепления.

Для проектного расчета прямозубой передачи на изгиб зубьев выразим в формуле (2.12):

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_{w1}}, \quad d_{w1} = mz_1, \quad \psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}, \quad b_w = \psi_{bd}d_{w1} = \psi_{bd}mz_1,$$

откуда определим модуль зацепления для более слабого звена – шестерни:

$$m \geq K_m^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP1}}} Y_{FS1}, \quad (2.13)$$

где  $K_m$  – вспомогательный коэффициент; для прямозубых передач  $K_m = 14$ .

Числом зубьев шестерни задаются  $z_1 \geq 17$  из условия отсутствия интерференции зубьев.

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u$ . Числа зубьев зубчатых колес округляются до целого с уточнением передаточного числа

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

Коэффициент  $\psi_{bd}$  назначают по табл. 2.1.

Полученное значение модуля уточняют в соответствии с ГОСТ 9563-80\*. Диаметральные размеры передачи определяют из геометрического расчета. Далее определяют ширину зубчатых венцов с округлением по ГОСТ 6636-69 до нормальных линейных размеров:

$$b_2 = b_w = \psi_{bd}d_{w1};$$

$$b_1 = b_2 + (2...5).$$

Перекрытие по ширине 2...5 мм гарантирует работу колеса по всей ширине венца; меньшие значения перекрытия принимают для малогабаритных передач.

## Лекция № 5

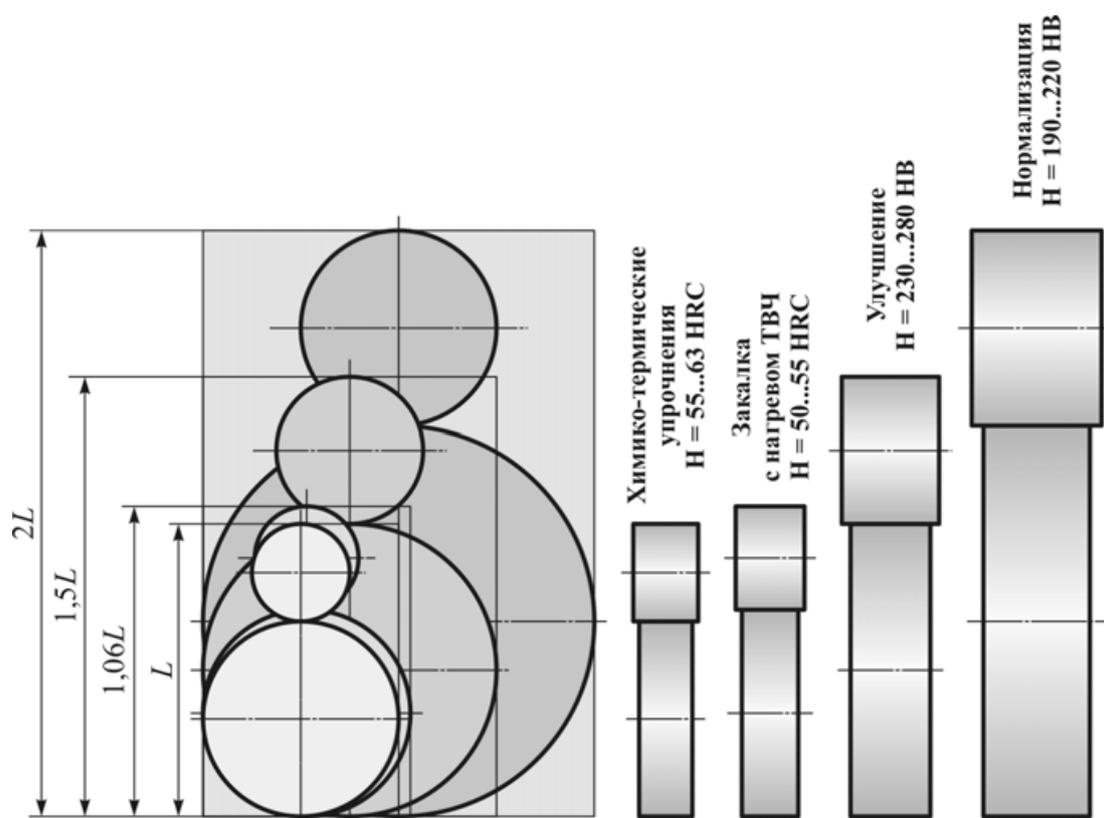
### 2.3.10. Материалы и термообработка зубчатых колес

Материал зубчатых колес должен обеспечить: для закрытых передач – высокую сопротивляемость выкрашиванию поверхностных слоев зубьев, для открытых передач – высокую износостойкость и высокую прочность

зубьев на изгиб. Этим требованиям отвечают термически обрабатываемые углеродистые и легированные стали.

Нагрузочная способность передач редукторов обычно лимитируется контактной прочностью. Допускаемые контактные напряжения на зубьях пропорциональны твердости материалов, а несущая способность передач пропорциональна квадрату твердости. Это указывает на целесообразность широкого применения для зубчатых колес качественных конструкционных легированных сталей, закаливаемых до высокой твердости.

На рис. 2.18 показана зависимость размеров зубчатой передачи из расчета на контактную прочность от вида термообработки зубьев.



**Рис. 2.18. Зависимость размеров зубчатой передачи от вида термообработки зубьев**

Наибольшую твердость зубьев  $H = 55...63$  HRC обеспечивают *химико-термические упрочнения*: поверхностное насыщение углеродом или азотом и последующая закалка. При этом габариты и масса передач получаются наименьшими.

*Цементация* – поверхностное насыщение зубьев углеродом с последующей закалкой и низким отпуском. Углерод может находиться в твердой фазе (кокс) или в газовой среде. В условиях автоматизированного производства основное применение имеет газовая цементация.

При цементации применяют стали с содержанием углерода менее 0,3 %, чем обеспечивается высокая твердость поверхности зубьев после

закалки при сохранении вязкой сердцевины ввиду низкой прокаливаемости малоуглеродистых сталей. Мягкая сердцевина снижает чувствительность передачи к ударным нагрузкам.

*Азотирование* – поверхностное насыщение зубьев азотом. Оно обеспечивает малую толщину упрочненного слоя, равную 0,2...0,5 мм, что не позволяет применять этот вид упрочнения при работе передачи с ударными нагрузками или интенсивным износом. Этот вид термообработки применяют при необходимости обеспечения высокой задиростойкости передачи (высокоскоростные высоконагруженные передачи).

*Нитроцементация* – насыщение поверхностных слоев зубьев углеродом и азотом в газовой среде с последующей закалкой и низким отпуском. Этот вид химико-термической обработки обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию, в связи с чем получает все более широкое применение.

Несколько меньшую твердость  $H = 48...56$  HRC обеспечивает *поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ)*. Этот вид термообработки вследствие высокой технологичности широко применяется для средненагруженных зубчатых колес. В связи с тем, что нагреваются лишь поверхностные слои, толщина закаленного слоя мала и деформации при закалке невелики. Недостатком закалки с нагревом ТВЧ для мелко-модульных передач является прогрев мелких зубьев насквозь, что приводит к их короблению. Поэтому при модуле зацепления до 6 мм рекомендуется применять сталь пониженной прокаливаемости марки 58 (55 пп) по ГОСТ 1050-88.

*При объемной закалке* до твердости  $H = 45...55$  HRC отсутствие вязкой сердцевины зуба приводит к хрупкому разрушению зубьев при динамических нагрузках. Поэтому для зубчатых колес такой вид термообработки не рекомендуется.

*Улучшение* (закалку с высоким отпуском) применяют для зубчатых колес мелкосерийного и индивидуального производства при отсутствии жестких требований к габаритам, а также для малогабаритных зубчатых колес. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес проводят после термической обработки, что исключает необходимость их шлифования при обеспечении достаточной точности. Твердость улучшенных зубчатых колес ограничена технологическими условиями обеспечения достаточной стойкости инструмента: для колес небольших размеров принимают твердость  $H = 280...320$  HB, для крупных колес –  $H = 200...240$  HB.

В табл. 2.2 приведены некоторые рекомендуемые сочетания материалов зубчатых колес, их термообработка и области применения. При твердости поверхности зубьев  $H > 350$  HB (неприрабатываемые передачи) обычно шестерню и колесо выполняют одинаковой твердости. При твердости

**Таблица 2.2**

**Рекомендуемые сочетания материалов зубчатых колес  
и их термообработка**

Марка стали		Термообработка зубьев	Твердость зубьев		Область применения
шестерня	колесо		поверхности, HRC	сердцевины, HВ	
20Х 18ХГТ ГОСТ 4543-71	15Х 20Х ГОСТ 4543-71	Цементация, нитро- цементация, цианирование с закалкой	55...60	230...240	Высокона- груженные зубчатые передачи общего назначения серийного и массового производства
12ХН3А 20Х2Н4А ГОСТ 4543-71	12ХН3А 20Х2Н4А ГОСТ 4543-71		56...60	260...300	
38ХМЮА ГОСТ 4543-71	38ХМЮА ГОСТ 4543-71	Азотирование с закалкой	56...60	320...350	Высокона- груженные зубчатые передачи с высокой стойкостью к заеданию при отсутст- вии дина- мических нагрузок
45ХН ГОСТ 4543-71	40Х ГОСТ 4543-71	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	50...55	шестерня 270...300 колесо 230...260	Среднена- груженные зубчатые передачи
58 (55ПП) ГОСТ 1050-88	58 (55ПП) ГОСТ 1050-88				

Продолжение табл. 2.2

Марка стали		Термообработка зубьев	Твердость зубьев		Область применения
шестерня	колесо		поверхности, HRC	сердцевины, HB	
40ХН ГОСТ 4543-71	35Х ГОСТ 4543-71	Улучшение	–	шестерня 230...280 колесо 200...240	Зубчатые передачи мелкосерийного производства при отсутствии жестких требований к габаритам. Передачи малогабаритных приводов летательных аппаратов

Н ≤ 350 HB рекомендуется твердость колеса выполнять на величину Н = 30...40 HB меньше твердости шестерни для обеспечения прирабатываемости колес.

### 2.3.11. Допускаемые напряжения в зубчатых передачах

#### 2.3.11.1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$ , МПа, вычисляют отдельно для шестерни и колеса каждой из рассчитываемых передач:

$$\sigma_{HPj} = 0,9 \frac{\sigma_{Hlimbj}}{S_{Hmin}} Z_{Nj}, \quad j = 1, 2. \quad (2.14)$$

Расчетные допускаемые контактные напряжения передачи определяются:

– для прямозубых передач как меньшее из значений, вычисленных по формуле (2.14),

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HPmin} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2});$$

– для косозубых и шевронных передач

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \quad (2.15)$$

при выполнении условия  $\sigma_{HPmin} \leq \sigma_{HP} \leq 1,23\sigma_{HPmin}$ .

Формула (2.15) учитывает повышение нагрузочной способности косо-зубой и шевронной передач при разной твердости зубьев шестерни и колеса. Если значение  $\sigma_{HP}$  выходит за указанные пределы, то оно принимается равным соответствующему пределу.

В формуле (2.14):

$\sigma_{Hlimb1}, \sigma_{Hlimb2}$  – пределы контактной выносливости поверхностей зубьев шестерни и колеса, соответствующие базовому числу циклов напряжений;

$S_{Hmin}$  – минимальный коэффициент запаса прочности: для материалов однородной структуры (улучшение, нормализация, объемная закалка)  $S_{Hmin}=1,1$ ; при поверхностном упрочнении зубьев (цементация, азотирование, закалка с нагревом ТВЧ)  $S_{Hmin}=1,2$ ;

$Z_{N1}, Z_{N2}$  – коэффициенты долговечности для шестерни и колеса, определяемые по формуле

$$Z_{Nj} = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlimbj}}{N_{HEj}}}, \quad j = 1; 2; \quad (2.16)$$

$N_{Hlimbj}$  – базовое число циклов контактных напряжений шестерни или колеса, зависящее от твердости рабочих поверхностей зубьев;

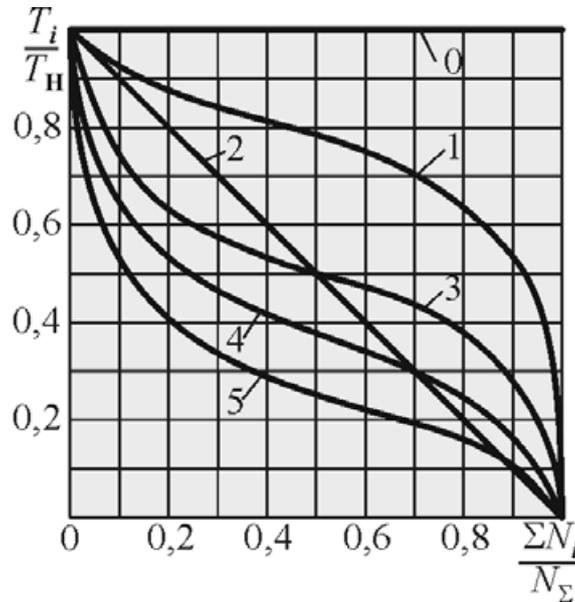
$N_{HEj}$  – эквивалентное число циклов контактных напряжений на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и ресурса работы привода.

Распределение нагрузок по времени для разных машин сведено к шести типовым режимам нагружения (рис. 2.19). На рисунке по оси ординат отложено отношение текущего вращающего момента  $T_i$  к наибольшему длительно действующему моменту  $T_H$ , а по оси абсцисс – отношение суммарного числа циклов  $\sum N_i$  нагружения зубчатого колеса вращающим моментом  $T_i$  к общему числу циклов его нагружения  $N_\Sigma$  за весь срок службы передачи.

Постоянный режим нагружения (0) характерен для конвейерного автоматизированного производства, тяжелый режим (1) – для горных машин, средний равновероятный (2) – для интенсивно эксплуатируемых машин, средний нормальный (3) – для большинства универсальных машин, легкий (4) и особо легкий (5) – для широкоуниверсальных станков с большим диапазоном регулирования скоростей.

Показатель степени в формуле (2.16):

$q_H = 6$  при  $N_{HEj} \leq N_{Hlimbj}$  и  $q_H = 20$  при  $N_{HEj} > N_{Hlimbj}$ .



**Рис. 2.19. Типовые режимы нагружения передач:**  
 0 – постоянный, 1 – тяжелый, 2 – средний равновероятный,  
 3 – средний нормальный, 4 – легкий, 5 – особо легкий

Эквивалентное число циклов контактных напряжений для типового режима нагружения определяют по формуле

$$N_{HEj} = \mu_H N_{\Sigma j}, \quad j = 1; 2, \quad (2.17)$$

где  $\mu_H$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на контактную прочность;

$N_{\Sigma j}$  – число циклов нагружения зуба шестерни или колеса за весь срок службы передачи.

Суммарное число циклов нагружения зуба шестерни или колеса определяют по формуле

$$N_{\Sigma j} = 60 C_j n_j t_{\Sigma}, \quad j = 1; 2, \quad (2.18)$$

где  $C_j$  – число циклов нагружения зуба за один оборот зубчатого колеса, равное числу зубчатых колес, находящихся в зацеплении с рассматриваемым;

$n_j$  – частота вращения зубчатого колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$t_{\Sigma}$  – время работы (ресурс) передачи за весь срок службы привода, определяемое техническим заданием, ч.

Обычно срок службы привода задают числом лет работы. В этом случае ресурс передачи определяют по формуле

$$t_{\Sigma} = L_r 365 K_r 24 K_c,$$

где  $L_r$  – срок службы привода, лет;

$K_r$  – коэффициент использования привода в течение года, представляющий собой отношение числа дней работы привода в году к общему количеству дней в календарном году;

$K_c$  – коэффициент использования привода в течение суток, представляющий собой отношение среднего времени работы привода в сутки к 24 часам.

При повторно-кратковременном режиме работы ресурс привода обычно задают продолжительностью одного включения и числом включений агрегата за весь срок службы.

Коэффициент долговечности  $Z_{Nj}$  должен лежать в пределах:

– для материалов однородной структуры – при объемной термообработке (улучшение, нормализация, объемная закалка)

$$0,75 \leq Z_{Nj} \leq 2,6;$$

– для материалов неоднородной структуры – при поверхностном термоупрочнении зубьев (цементация, нитроцементация, азотирование, закалка с нагревом ТВЧ)

$$0,75 \leq Z_{Nj} \leq 1,8.$$

Если значение коэффициента долговечности  $Z_{Nj}$  выходит за указанные пределы, то он принимается равным соответствующему пределу.

### 2.3.11.2. Допускаемые предельные контактные напряжения

Допускаемые предельные контактные напряжения, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев при пиковых перегрузках кратковременного действия, определяют по формулам, приведенным в табл. 2.3. Расчетными допускаемыми предельными контактными напряжениями для передачи является меньшее из значений, вычисленных для шестерни и колеса.

Таблица 2.3

## Допускаемые предельные контактные напряжения

Термообработка	Формула для расчета допускаемых предельных контактных напряжений, МПа
Цементация, нитроцементация, цианирование, закалка с нагревом ТВЧ	$\sigma_{HP \max} = 44 H_{HRC}$
Азотирование	$\sigma_{HP \max} = 3 H_{HV}$
Улучшение, нормализация	$\sigma_{HP \max} = 2,8 \sigma_T$

*Примечание:*  $\sigma_T$  – предел текучести материала зубчатого колеса при растяжении.

### 2.3.11.3. Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FPj}$ , МПа, не вызывающие усталостного разрушения материала, определяют как для шестерни, так и для колеса каждой из рассчитываемых передач:

$$\sigma_{FPj} = \frac{\sigma_{Flimbj}}{S_{Fminj}} Y_{Nj} Y_A, \quad j = 1; 2, \quad (2.19)$$

где  $\sigma_{Flimbj}$  – предел выносливости материала шестерни или колеса при изгибе, соответствующий базовому числу циклов, установленному для отнулевого цикла напряжений;

$S_{Fminj}$  – минимальный коэффициент запаса прочности,  $S_{Fminj} = 1,7$ ;

$Y_{Nj}$  – коэффициент долговечности, вычисляемый отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$Y_{Nj} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim}}{N_{FEj}}}, \quad j = 1; 2;$$

$q_F = 6$  – для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев  $H \leq 350$  НВ и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки их зубьев;

$q_F = 9$  – для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев  $H > 350$  НВ;

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$  – базовое число циклов напряжений изгиба, соответствующее перегибу кривой усталости;

$N_{FEj}$  – эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях шестерни или колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода.

По аналогии с формулой (2.17) эквивалентное число циклов напряжений изгиба на зубьях шестерни и колеса для типового режима нагружения определяется по зависимости

$$N_{FEj} = \mu_F N_{\Sigma j}, \quad j = 1; 2,$$

где  $\mu_F$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на изгиб.

Значение  $N_{\Sigma j}$  вычислено ранее по формуле (2.18).

Коэффициент долговечности должен находиться в пределах:

$$1 \leq Y_{Nj} \leq 4 \quad \text{при } q_F = 6,$$

$$1 \leq Y_{Nj} \leq 2,5 \quad \text{при } q_F = 9.$$

Если значение коэффициента  $Y_{Nj}$  выходит за указанные пределы, то он принимается равным соответствующему пределу.

В формуле (2.19)

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения (реверсирования) нагрузки на зубьях.

#### 2.3.11.4. Допускаемые напряжения изгиба при действии кратковременной максимальной нагрузки

Допускаемые напряжения изгиба, не вызывающие остаточных деформаций, хрупкого излома или первичных трещин при пиковых перегрузках кратковременного действия, определяют после проектного расчета отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{FPmax} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSmin}} Y_x,$$

где  $\sigma_{FSt}$  – предельные напряжения изгиба при максимальной нагрузке, МПа;

$S_{FSmin}$  – минимальный коэффициент запаса прочности при расчете по максимальной нагрузке,

$$S_{FSmin} = Y_Z S_Y;$$

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса;

$S_Y$  – коэффициент, зависящий от вероятности неразрушения зубчатого колеса;  $S_Y = 1,75$  при вероятности неразрушения 0,9 (приводы общего назначения) и  $S_Y = 2,2$  при вероятности неразрушения свыше 0,99 (приводы летательных аппаратов);

$Y_x$  – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса.

### 2.3.12. Точность зубчатых передач

Стандартом предусмотрены 12 степеней точности зубчатых передач в порядке ее убывания от 1 до 12 степени. Наиболее распространены в машиностроении степени точности 6...9. С ростом точности улучшаются качественные показатели передачи, однако существенно возрастает стоимость ее изготовления.

Основные показатели точности передачи:

1. *Кинематическая точность* – характеризуется суммарной погрешностью углов поворота сцепляющихся колес за один оборот. Она существенно важна для делительных цепей в станках и в быстроходных силовых передачах из-за опасности появления резонансных крутильных колебаний и шума.

2. *Плавность работы* передачи – характеризуется повторяющимися колебаниями скорости за период работы каждого зуба, существенно влияет на высокочастотную составляющую динамических нагрузок в быстроходных передачах.

3. *Пятно контакта зубьев* – характеризует концентрацию нагрузки на зубьях, существенно влияет на работоспособность силовых передач.

4. *Боковой зазор* между неработающими поверхностями соседних зубьев – обеспечивает свободное вращение колес, предотвращая заклинивание при разогреве передачи. Для всех степеней точности предусмотрены следующие виды сопряжений – *H, E, D, C, B, A*. Сопряжения *H* и *E* с нулевым и малым боковым зазором используют в передачах систем управления и в точных приборах. В общем машиностроении рекомендуется вид сопряжения *B*.

При разных значениях показателей точности на чертеже проставляют последовательно:

- кинематическую точность;
- плавность работы;
- пятно контакта;
- вид сопряжения.

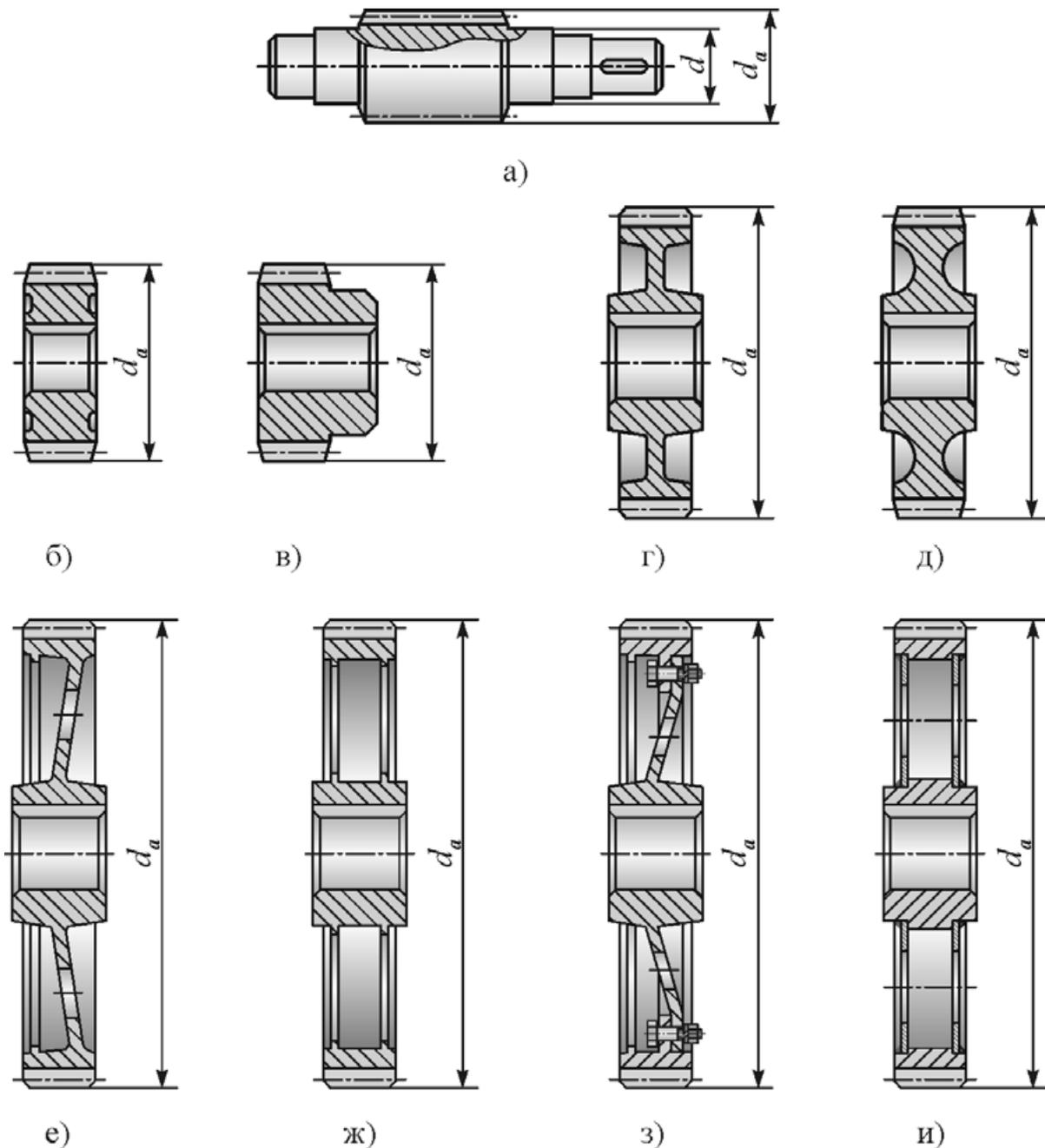
*Пример* обозначения точности зубчатого колеса на чертеже при разных показателях точности: 8–8–7–*B*.

Если показатели кинематической точности, плавности и пятна контакта

для зубчатого колеса приняты одинаковые, то используется упрощенная запись: 8–В.

### 2.3.13. Конструкции цилиндрических зубчатых колес

Конструкции цилиндрических зубчатых колес приведены на рис. 2.20.



**Рис. 2.20. Конструкции цилиндрических зубчатых колес**

При малой разнице диаметральных размеров вала и шестерни обычно зубья шестерни нарезают непосредственно на валу, т.е. применяют

вал-шестерню, а в качестве заготовки используют прокат (рис. 2.20, а). Такая конструкция экономически оправдана при диаметре вершин зубьев  $d_a \leq 200$  мм и соотношении диаметров вала и шестерни  $d_a \leq 2d$ .

При большой разнице диаметров вала и зубчатого колеса колесо выполняют отдельно и напрессовывают на вал.

При диаметральных размерах  $d_a = 150 \dots 600$  мм зубчатые колеса выполняют коваными или штампованными: при малых диаметрах  $d_a = 150 \dots 250$  мм зубчатые колеса изготавливают простейшей формы без ступиц (рис. 2.20, б, в), при больших размерах – со ступицей по рис. 2.20, г при твердости зубьев  $H \leq 350$  HB или по рис. 2.20, д при твердости зубьев  $H > 350$  HB.

Зубчатые колеса большого диаметра  $d_a \geq 600$  мм выполняют литыми с диском (рис. 2.20, е) при  $d_a = 600 \dots 900$  мм или со спицами (рис. 2.20, ж) при  $d_a \geq 900$ , бандажированными (насаженными) на центр (рис. 2.20, з), или сварными (рис. 2.20, и).

### 2.3.14. Схемы цилиндрических редукторов

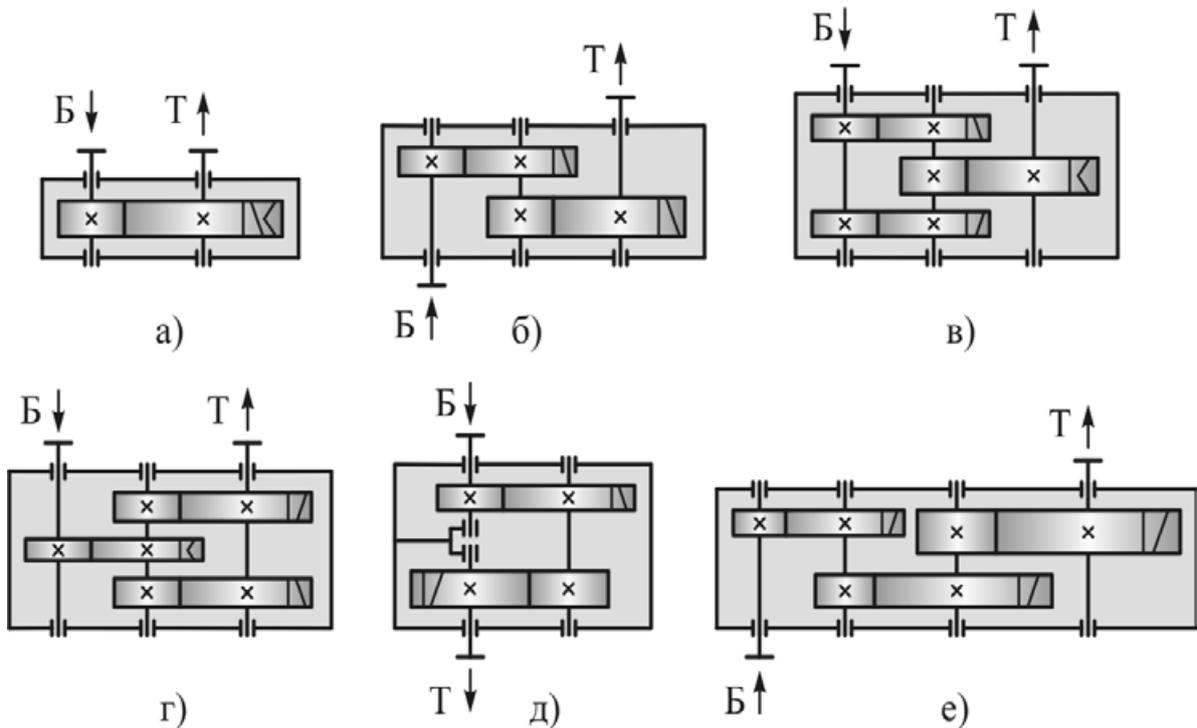
На рис. 2.21 представлены схемы наиболее распространенных одно-, двух- и трехступенчатых редукторов. При небольшом передаточном отношении ( $i \leq 6,3$ ) применяют *одноступенчатые* редукторы (рис. 2.21, а).

Ряд *двухступенчатых* редукторов расширяет интервал передаточных отношений до значений  $i = 6,3 \dots 40$ . Цилиндрические редукторы, выполненные по развернутой схеме (рис. 2.21, б), отличаются простотой конструкции, но из-за несимметричного расположения зубчатых колес относительно опор склонны к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба.

Для улучшения условий работы более нагруженной тихоходной передачи редукторы выполняют с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 2.21, в). В этой конструкции зубчатые колеса тихоходной ступени расположены симметрично относительно опор, что снижает концентрацию нагрузки по длине зуба и в сочетании с противоположным направлением наклона зубьев зубчатых колес быстроходной раздвоенной ступени приводит к снижению массы редуктора на 10...20%. Однако трудоемкость изготовления таких редукторов более высокая.

В редукторе с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 2.21, г) снижается концентрация нагрузки по длине зуба быстроходной передачи, а также замыкаются осевые силы в зацеплениях тихоходной передачи.

Применение соосной схемы (рис. 2.21, д) позволяет получить меньшие габариты по длине.



**Рис. 2.21. Схемы цилиндрических редукторов**

*Трехступенчатые* цилиндрические редукторы (рис. 2.21, е) выполняют в интервале передаточных отношений  $i = 25 \dots 250$ .

По направлению зуба относительно оси зубчатого колеса цилиндрические передачи могут быть *прямозубыми*, *косозубыми* или *шевронными*.

## Лекция № 6

### 2.4. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 2.4.1. Общие сведения о планетарных передачах

*Планетарными* называют передачи, имеющие зубчатые колеса, оси которых перемещаются в пространстве.

Зубчатые колеса, оси которых перемещаются в пространстве, называют *сателлитами*. Звено, на котором установлены оси сателлитов, называют *водилом*. Сателлиты совершают вращение относительно водила, которое в свою очередь вращается относительно центральной оси. Движение сателлитов сходно с движением планет, отчего передачи называют планетарными. Сателлиты обкатываются по *центральному колесам*, образуя с ними внешнее или внутреннее зацепление.

#### *Достоинства планетарных передач:*

- широкие кинематические возможности – принимая ту или иную схему передачи, можно реализовать передаточное отношение в одной ступени от нескольких единиц до нескольких тысяч;
- широкие возможности использования передачи в качестве дифференциальной для сложения или разложения движения звеньев;
- компактность вследствие распределения нагрузки по потокам, число которых равно числу сателлитов;
- замыкание сил в механизме при числе сателлитов  $n_w > 1$ , следствием чего является отсутствие изгибающих моментов на центральных валах и нагрузок на их опоры;
- широкие возможности использования внутреннего зацепления, обладающего повышенной нагрузочной способностью.

#### *Недостатки планетарных передач:*

- некоторая сложность изготовления и сборки передач с двухрядными сателлитами;
- требование высокой точности для равномерного распределения нагрузки по потокам.

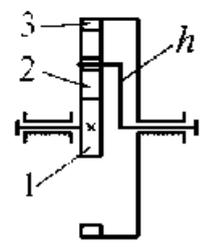
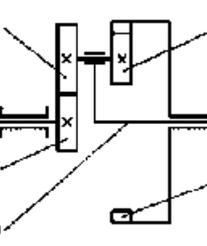
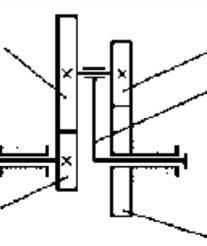
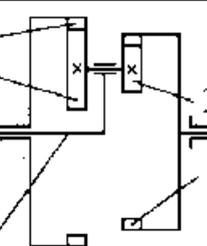
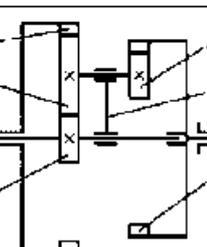
В настоящем курсе рассматриваются планетарные механизмы с позиций их использования в качестве силовых с постоянным передаточным отношением.

### **2.4.2. Схемы планетарных передач**

На рис. 2.22 приведены кинематические схемы наиболее распространенных силовых планетарных передач и их основные характеристики.

*Передача по схеме 1* включает центральные колеса 1 и 3 и сателлит 2, установленный на водиле  $h$ . Ведущим, как правило, является колесо 1, ведомым – водило  $h$  и неподвижным – колесо 3. Колесо 1 при вращении заставляет вращаться вокруг собственной оси сателлит 2. Последний, зацепляясь с неподвижным колесом 3, обкатывается по нему, увлекая во вращение водило. Передача по схеме 1 является наиболее простой, имеет высокий КПД, небольшие габариты и получила на практике основное применение.

Недостатком этой схемы является малая редукция (небольшое передаточное отношение). При необходимости получения большого передаточного отношения силовые планетарные редукторы часто выполняют по этой схеме двух- и трехступенчатыми, образуемыми последовательным соединением двух или трех однорядных планетарных механизмов.

Номер схемы	Кинематическая схема	Звено			Передаточное отношение		Ориентиро- вочное зна- чение КПД
		ведущее	ведомое	непод- вижное	расчетная формула	интервал значений	
1		1	$h$	3	$i_{1h}^3 =$ $-1 + \frac{z_3}{z_1}$	3...8	$\eta_{1h}^3 \approx 0,98$
2		1	$h$	4	$i_{1h}^4 =$ $= 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	7...16	$\eta_{1h}^4 \approx 0,96$
3		1	$h$	4	$i_{1h}^4 =$ $= 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	-7...-15	$\eta_{1h}^4 \approx 0,96$
4		$h$	1	4	$i_{h1}^4 =$ $= \frac{1}{1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}}$	30...1600	$\eta_{h1}^4 \approx$ $\approx \frac{1}{1 + \frac{0,02}{\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} - 1}}$ $\approx 0,9...0,1$
5		1	5	3	$i_{15}^3 =$ $= \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_5}}$	20...1600	$\eta_{15}^3 \approx$ $\approx \frac{0,98}{1 + \frac{0,02}{\frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_5}{z_4} - 1}}$ $\approx 0,96...0,2$

*Примечание.* В буквенно-цифровых обозначениях величин верхний индекс обозначает номер неподвижного звена, первый символ в нижнем индексе – ведущее звено, второй символ – ведомое.

**Рис. 2.22. Схемы планетарных передач**

*Передача по схеме 2* имеет двухрядный сателлит, расширяющий диапазон передаточных отношений. Венец 2 сателлита имеет внешнее зацепление с центральным колесом 1, венец 3 – внутреннее зацепление с центральным колесом 4. Передача компактна, однако сложнее в изготовлении и сборке, что ограничивает ее применение.

*В передаче по схеме 3* венец 3 сателлита имеет внешнее зацепление с центральным колесом 4, что отличает ее от схемы 2. Такая конструкция, по сравнению со схемой 2, менее технологична как в изготовлении, так и в сборке и рекомендуется к применению в основном в приводах кинематического назначения.

*В передаче по схеме 4* оба центральных колеса 1 и 4 выполнены с внутренними зубьями. Кинематические возможности схемы 4 при ведущем центральном колесе 1 и схем 2, 3 мало отличаются. При ведущем водиле  $h$  схема 4 позволяет получить передаточное отношение в широком диапазоне от нескольких десятков до нескольких тысяч, но при сравнительно низком КПД. Поэтому применение передач по схеме 4 может быть оправдано только в приводах кратковременного действия при малых угловых скоростях.

*Передача по схеме 5* имеет три центральных колеса 1, 3 и 5. Колесо 1 является ведущим, колесо 3 неподвижно закреплено в корпусе, колесо 5 – ведомое. Колесо 1, зацепляясь с венцом 2 сателлита, вращает сателлит в противоположную сторону. Сателлит, зацепляясь с неподвижным колесом 3, обкатывается по нему и вращает водило  $h$  в ту же сторону, что и колесо 1. При этом зубчатый венец 4 сателлита обкатывается по колесу 5. Так как числа зубьев (и начальные диаметры) венцов 2 и 4 разные, то при повороте сателлита на один оборот они пройдут разные пути. Если числа зубьев  $z_2 > z_4$ , то венец 4 пройдет меньший путь и повернет колесо 5 на разность длин их начальных окружностей в направлении вращения водила. При этом передаточное отношение передачи положительно. При числе зубьев  $z_2 < z_4$  колесо 5 будет вращаться в противоположную сторону, передаточное отношение такой передачи отрицательно. При числе зубьев  $z_2 = z_4$  колесо 5 неподвижно, а передаточное отношение передачи равно бесконечности.

Таким образом, принимая числа зубьев венцов 2 и 4 незначительно отличающимися друг от друга, можно получить большое передаточное отношение при сохранении компактности редуктора. Передачи по этой схеме имеют передаточное отношение в широком диапазоне и применяются вместо схемы 4 в кратковременно работающих приводах при необходимости получения более высокого КПД. Применение этой схемы в силовых приводах рационально при передаточном отношении  $i = 20 \dots 100$ .

Обычно принимают число сателлитов  $n_w = 2 \dots 6$ . В большинстве случаев наиболее компактные конструкции получаются при числе

сателлитов  $n_w = 3$ , что обеспечивает наилучшие условия для выравнивания нагрузки по потокам при плавающем одном из основных звеньев передачи. Планетарные передачи с одним сателлитом в силовых приводах не применяют из-за неуравновешенности вращающихся масс и отсутствии замыкания сил в механизме.

### 2.4.3. Условия выбора чисел зубьев зубчатых колес планетарных передач

При выборе чисел зубьев кроме обеспечения заданного передаточного отношения передачи необходимо, чтобы зубчатые колеса удовлетворяли следующим условиям: правильности зацепления, соосности, сборки, соседства.

Рассмотрим условия выбора чисел зубьев зубчатых колес передачи на примере наиболее простой схемы № 1 с однорядными сателлитами при изготовлении зубчатых колес без смещения исходного контура.

#### 2.4.3.1. Условие правильности зацепления зубчатых колес

Интерференция зубчатых колес при работе передачи исключается при следующих условиях:

$$z_1 \geq 17, \quad z_2 \geq 20, \quad z_3 \geq 85.$$

#### 2.4.3.2. Условие соосности

Условие соосности выражается в равенстве межосевых расстояний внешнего и внутреннего зацеплений зубчатых колес:  $a_{w1-2} = a_{w2-3}$  (рис. 2.23).

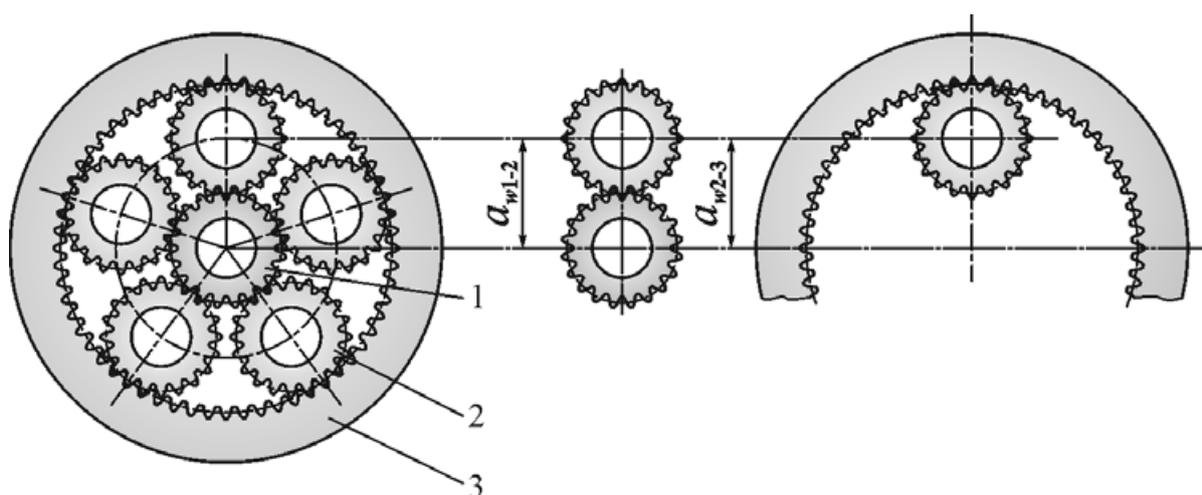


Рис. 2.23. Условие соосности планетарной передачи

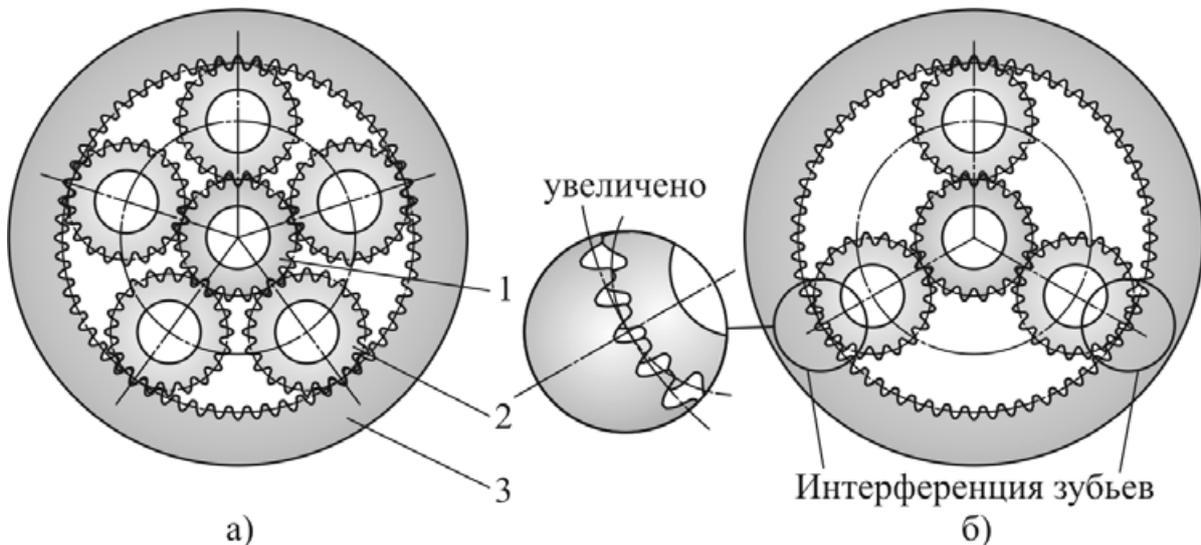
Учитывая, что  $a_{w1-2} = 0,5m(z_1 + z_2)$  и  $a_{w2-3} = 0,5m(z_3 - z_2)$ , условие соосности запишем в виде

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 \text{ или } z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}.$$

### 2.4.3.3. Условие сборки

Условие сборки выражается в возможности ввести в зацепление каждый из сателлитов с обоими центральными колесами. Проверка условия сборки требуется при числе сателлитов  $n_w > 1$ .

На рис. 2.24 показаны два варианта исполнения планетарной передачи: в варианте по рис. 2.24, а условие сборки выполняется – все сателлиты введены в зацепление с центральными колесами; в варианте по рис. 2.24, б условие сборки не обеспечено – происходит интерференция зубьев сателлитов с зубьями центральных колес.



**Рис. 2.24. Условие сборки планетарной передачи:**  
а) условие сборки выполняется; б) условие сборки не выполняется

Возможны два случая сборки:

– *частный случай*, когда число зубьев каждого из центральных колес кратно числу сателлитов:

$$\frac{z_1}{n_w} = \text{целое число}, \quad \frac{z_3}{n_w} = \text{целое число};$$

– *общий случай*, когда число зубьев каждого из центральных колес не кратно числу сателлитов, но суммарное их число кратно числу сателлитов:

$$\frac{z_1 + z_3}{n_w} = \text{целое число}.$$

Общий случай условия сборки является более предпочтительным, так как при этом каждый из сателлитов последовательно входит в зацепление с центральными колесами, способствуя снижению динамических нагрузок в зацеплении.

#### 2.4.3.4. Условие соседства

Условие соседства выражается в возможности вставить все сателлиты в пространство между центральными колесами, чтобы они не задевали друг друга (рис. 2.25.).

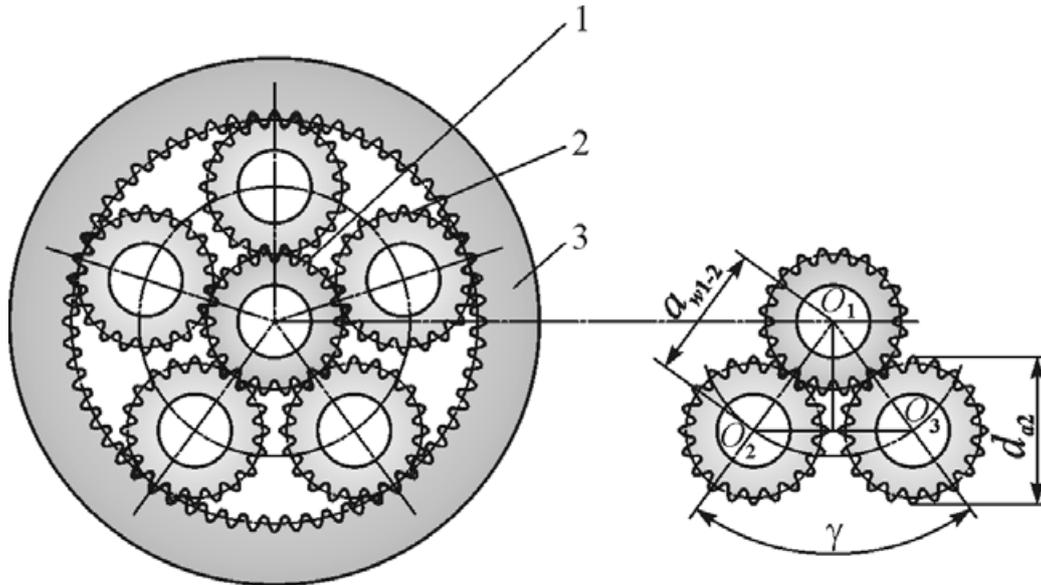


Рис. 2.25. Условие соседства в планетарной передаче

Соседние сателлиты не будут задевать друг друга, если расстояние между их осями  $l = O_2O_3$  превышает диаметр вершин сателлита:  $l > d_{a2}$ . Учитывая, что

$$l = 2a_{w1-2} \sin \frac{\gamma}{2}, \quad a_{w1-2} = 0,5(z_1 + z_2), \quad \gamma = \frac{2\pi}{n_w}, \quad d_{a2} = m(z_2 + 2),$$

условие соседства запишем в виде:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{n_w} > (z_2 + 2) \quad \text{или} \quad n_w < \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}}.$$

#### 2.4.4. Особенности расчета планетарных передач

В основу расчета планетарных передач положены те же зависимости, что и цилиндрических зубчатых передач, но с учетом следующих особенностей:

1. Нагрузка распределяется по потокам, число которых равно числу сателлитов, поэтому нагрузка в зубчатом зацеплении в  $n_w$  раз меньше нагрузки, подводимой к передаче.

2. Проектный расчет передачи с однорядными сателлитами проводят для внешнего зацепления, так как внутреннее зацепление зубчатых колес обладает повышенной нагрузочной способностью.

3. Проектный расчет передач с двухрядными сателлитами проводят для зацепления с меньшим числом зубьев сателлитов, которое является более нагруженным.

4. Учитывается неравномерность распределения нагрузки по потокам введением коэффициента  $\Omega$ .

5. При расчете допускаемых напряжений эквивалентное число циклов нагружения зубьев зубчатых колес определяют в их относительном движении.

В силовых приводах, как правило, принимают конструктивные меры, улучшающие распределение нагрузки между сателлитами. Основным методом выравнивания нагрузки по потокам является применение плавающих звеньев. В схемах 1...4 плавающим звеном обычно выполняют центральное колесо 1, реже – колесо 3, в схеме 5 – центральное колесо 5 или два центральных колеса 1 и 5. Плавающее центральное колесо не имеет радиальных опор и соединяется с валом или корпусом шарнирно.

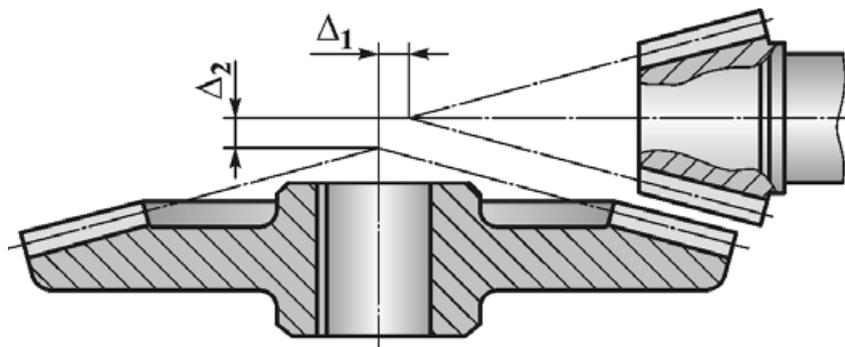
В малогабаритных приводах летательных аппаратов многоступенчатые планетарные редукторы по схеме 1 обычно выполняют с плавающим водилом или вообще без плавающих звеньев. При наличии плавающего звена  $\Omega = 1,03 \dots 1,10$ , при отсутствии плавающего звена  $\Omega = 1,5 \dots 2,5$ .

## 2.5. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 2.5.1. Общие сведения о конических зубчатых передачах

Коническая зубчатая передача передает движение между валами с пересекающимися осями (рис. 2.26). Принципиально межосевой угол может быть любым. Основное применение получили передачи с прямым углом между осями, что объясняется удобством компоновки привода.

*Достоинством* конических передач является возможность передачи движения между пересекающимися осями, что в ряде случаев позволяет получить более компактную компоновку привода.



**Рис. 2.26. Конструкция конической зубчатой передачи и схема ее регулировки**

*Недостатки* конических зубчатых передач по сравнению с цилиндрическими:

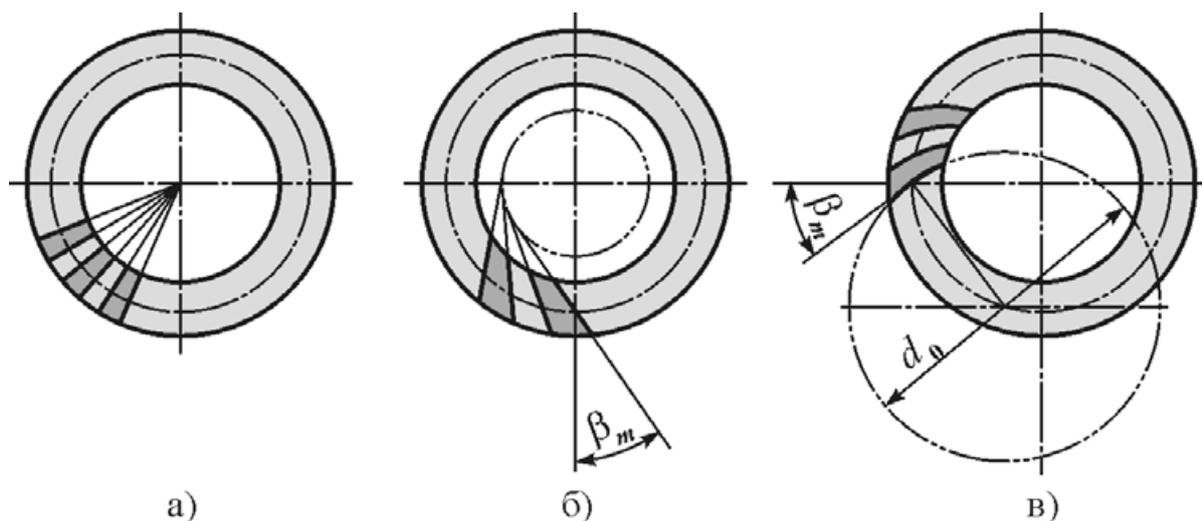
- повышенная сложность изготовления;
- ниже в среднем на 15% нагрузочная способность при равных диаметральных габаритах зубчатых колес;
- меньше передаточное отношение, оптимальное значение которого  $i = 2 \dots 3$ ;
- ниже в среднем на один процент КПД, составляющий  $\eta \approx 0,97$ ;
- наличие значительных осевых сил, нагружающих валы и опоры;
- необходимость регулировки конической передачи после сборки.

Передачу регулируют осевым перемещением шестерни и колеса на величину  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$ . Косвенными показателями правильности регулировки являются нормальное положение пятна контакта на зубьях и номинальный зазор в зацеплении.

По направлению зуба относительно образующей конуса конические передачи выполняют:

- с прямыми зубьями (рис. 2.27, а), когда линии зубьев проходят через вершину делительного конуса;
- с тангенциальными зубьями (рис. 2.27, б), линии которых являются касательными к некоторой окружности и составляют с образующей делительного конуса угол  $\beta_m$ ;
- с круговыми зубьями (рис. 2.27, в), линии которых являются дугами окружности, по которой движется инструмент при нарезании зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный принимают угол наклона зуба на окружности среднего диаметра зубчатого колеса  $\beta_m$ .

Рекомендуется применять передачи с прямыми и круговыми зубьями. Прямозубые передачи применяют при небольших скоростях: обычно это тихоходные открытые передачи.



**Рис. 2.27. Виды конических зубчатых колес:**  
 а) с прямыми зубьями; б) с тангенциальными зубьями;  
 в) с круговыми зубьями

Передачи с косыми зубьями применяют весьма редко из-за сложности их изготовления и контроля.

В передаче с круговыми зубьями обычно принимают расчетный угол наклона зубьев  $\beta_m = 35^\circ$ .

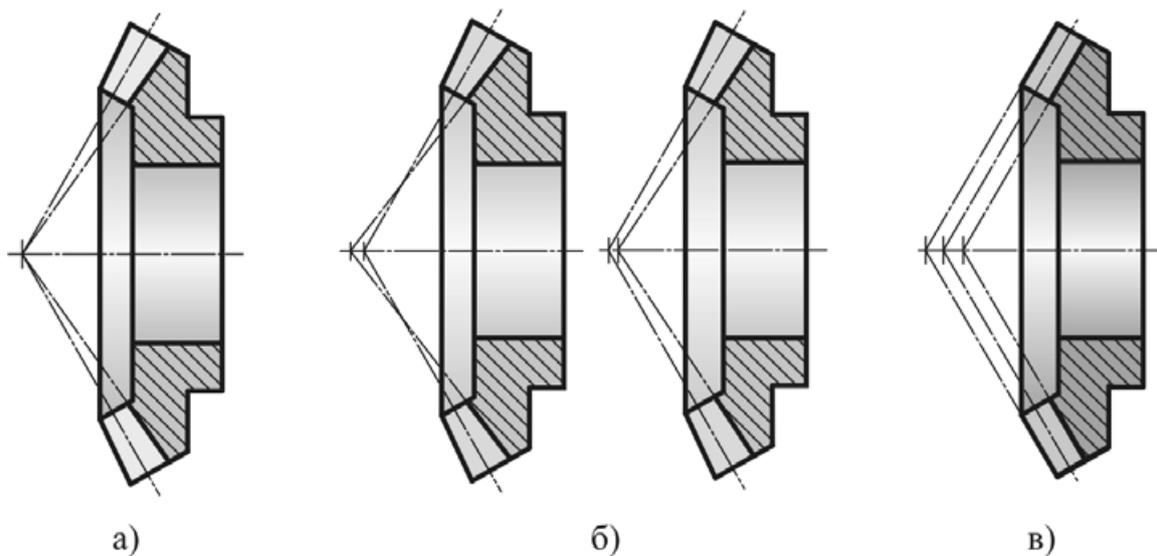
Зубья прямозубых колес нарезают двумя резцами, имеющими профили впадины исходного контура и движущимися возвратно-поступательно вдоль зуба. Каждый резец обрабатывает одну сторону и движется в противофазе с другим резцом.

Круговые зубья нарезают резцовой головкой диаметром  $d_0$ , вращающейся вокруг ее оси. При этом заготовка обкатывается с плоским производящим колесом, форму которого воспроизводит режущий инструмент.

Конические зубчатые колеса выпускаются следующих форм в осевом сечении: I, II или III по ГОСТ 19 325-73 (рис. 2.28). Выбор формы зубьев связан с подбором диаметра зуборезной головки.

*Форма I* – пропорционально понижающиеся зубья (см. рис. 2.28, а). Вершины конусов делительного и впадин совпадают, высота ножки зубьев пропорциональна конусному расстоянию. Эту форму применяют для зубчатых колес с прямыми зубьями, а также для зубчатых колес с круговыми зубьями в мелкосерийном, крупносерийном и массовом производстве при ограниченной номенклатуре зуборезных головок.

*Форма II* – понижающиеся зубья (см. рис. 2.28, б). Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Эту форму применяют при средней серийности производства.



**Рис. 2.28. Формы зубьев конических зубчатых колес  
в осевом сечении:**

- а) пропорционально понижающиеся зубья; б) понижающиеся зубья;  
в) равновысокие зубья

*Форма III* – равновысокие зубья (см. рис. 2.28, в): образующие конусов делительного, впадин и вершин зубьев параллельны. Зубья формы III более склонны к заострению и подрезанию у внутреннего торца. Эту форму иногда применяют в индивидуальном и мелкосерийном производстве, что позволяет упростить расчет наладочных установок станка.

Для достижения равнопрочности зубьев шестерни и колеса по изгибу зубчатые колеса нарезают со смещением: шестерню выполняют с положительным смещением, за счет чего увеличивается толщина зуба, колесо – с отрицательным смещением на ту же величину.

### **2.5.2. Геометрические характеристики эвольвентной конической прямозубой передачи**

На рис. 2.29 представлены основные параметры конической эвольвентной прямозубой передачи.

Обозначим:

- $z_1, z_2$  – числа зубьев шестерни и колеса;
- $m_m$  – средний окружной модуль, мм;
- $m_{te}$  – внешний окружной модуль, мм;
- $d_{m1}, d_{m2}$  – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;
- $d_{e1}, d_{e2}$  – внешние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

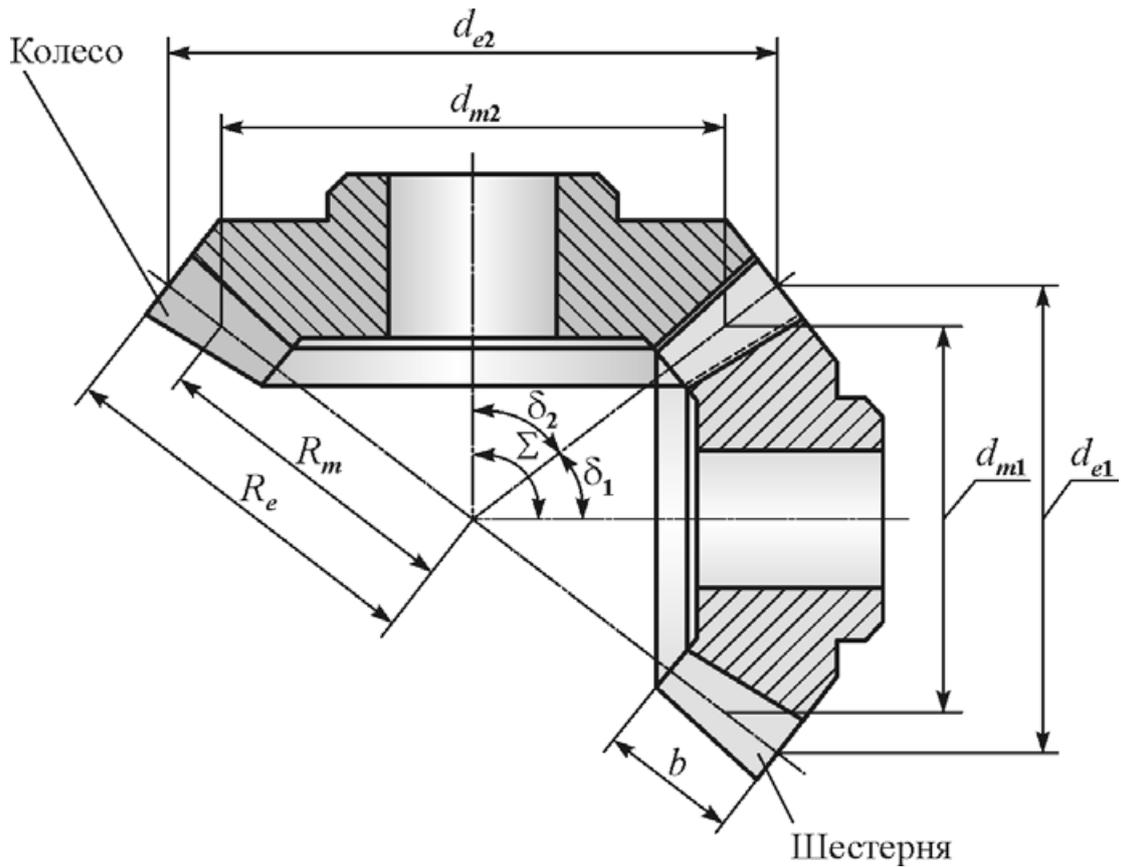


Рис. 2.29. Геометрия эвольвентной конической прямозубой передачи

$b$  – ширина зубчатого венца, мм;

$R_m, R_e$  – среднее и внешнее конусные расстояния, мм;

$K_{be} = \frac{b}{R_e} \leq 0,35$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$\delta_1, \delta_2$  – углы делительных конусов шестерни и колеса, градус;

$\Sigma$  – угол между осями валов передачи, градус;

$u$  – передаточное число передачи.

В прямозубых конических передачах стандартизован внешний окружной модуль  $m_{te}$ .

Параметры передачи связаны между собой зависимостями:

$$d_{m1} = m_m z_1, \quad d_{m2} = m_m z_2, \quad d_{e1} = m_{te} z_1, \quad d_{e2} = m_{te} z_2,$$

$$R_m = 0,5\sqrt{d_{m1}^2 + d_{m2}^2} = 0,5m_m \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2},$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2,$$

$$\frac{R_m}{R_e} = \frac{m_m}{m_{te}} = \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 1 - 0,5K_{be} \quad \text{или} \quad m_m = m_{te}(1 - 0,5K_{be}),$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{2R_e \sin \delta_2}{2R_e \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

В частном случае при  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$   $u = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$ .

### 2.5.3. Силы в зацеплении конической прямозубой передачи

Схема сил в конической прямозубой передаче приведена на рис. 2.30.

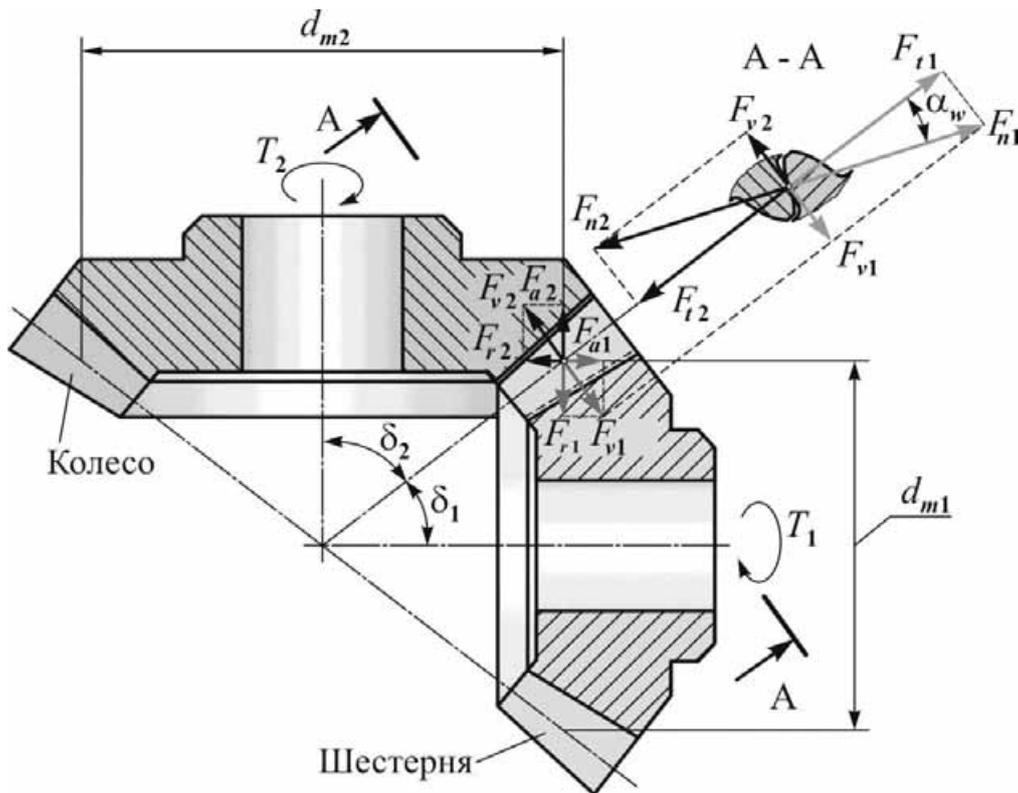


Рис. 2.30. Силы в конической прямозубой передаче

Окружная сила, Н,

$$F_{t1} = |F_{t2}| = \frac{2000T_1}{d_{m1}}.$$

Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе, Н,

$$F_{r1} = |F_{a2}| = F_{v1} \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1.$$

Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе, Н,

$$F_{a1} = |F_{r2}| = F_{v1} \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1.$$

В формулах:

$T_1$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$\alpha_w$  – угол зацепления в нормальном сечении, градус.

#### 2.5.4. Расчет конической зубчатой передачи на прочность

Критерии работоспособности конических зубчатых передач те же, что и цилиндрических (см. п.2.3.7).

Методика расчета конических передач на прочность аналогична таковой для цилиндрических передач с учетом особенностей геометрии передачи:

- проектный расчет закрытых передач проводится на контактную прочность;
- проектный расчет открытых передач проводится на изгиб зубьев.

#### 2.5.5. Конструкции конических зубчатых колес

Конструкции конических зубчатых колес приведены на рис. 2.31.

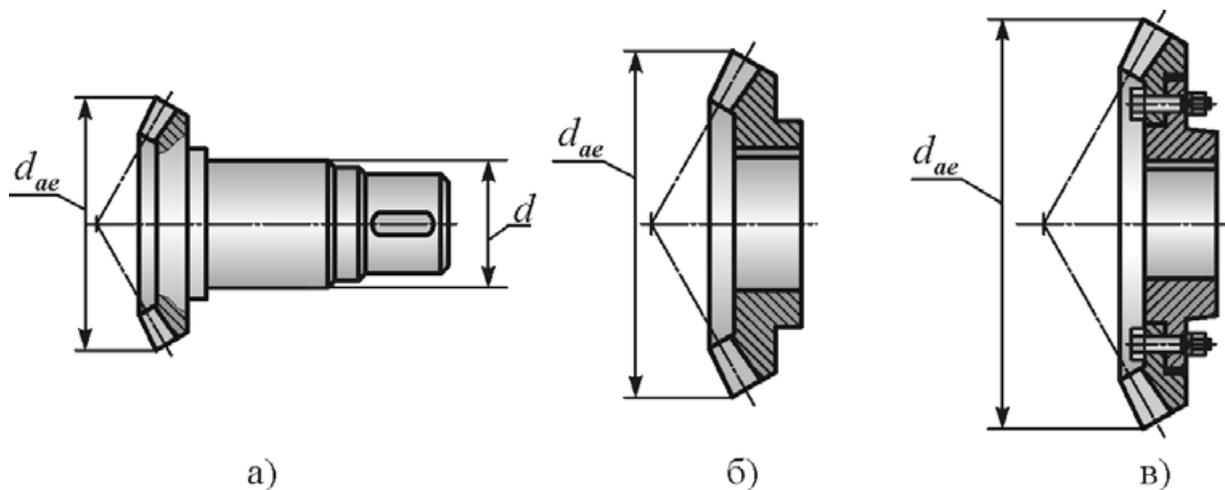


Рис. 2.31. Конструкции конических зубчатых колес

При малой разнице диаметральных размеров вала и шестерни обычно зубья шестерни нарезают непосредственно на валу, т.е. применяют вал-шестерню, а в качестве заготовки используют прокат (рис. 2.31, а). Такая конструкция экономически оправдана при диаметре вершин зубьев  $d_{ae} \leq 200$  мм и соотношении диаметров вала и шестерни  $d_{ae} \leq 2d$ .

При большей разнице диаметров вала и зубчатого колеса колесо выполняют отдельно и напрессовывают на вал.

При диаметральных размерах  $d_{ae} = 120...315$  мм зубчатые колеса выполняют коваными или штампованными (рис. 2.31, б).

Зубчатые колеса большого диаметра  $d_{ae} \geq 180$  мм с целью экономии дорогостоящих сталей иногда выполняют составными, бандажированными (посаженными) на чугунный центр (рис. 2.31, в).

### 2.5.6. Схемы конического и комбинированного редукторов

На рис. 2.32 приведены наиболее распространенные схемы редукторов, содержащих коническую передачу.

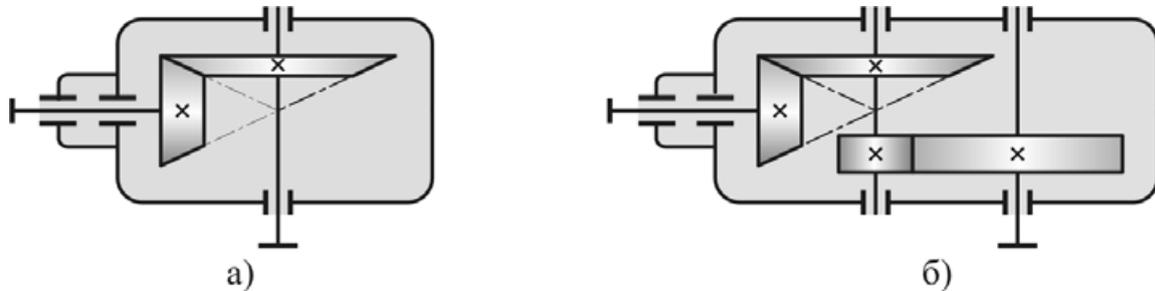


Рис. 2.32. Схемы конического и коническо-цилиндрического редукторов

Одноступенчатые конические редукторы (рис. 2.32, а) применяют ограниченно из-за небольшого передаточного отношения:  $i \leq 6,3$ .

При передаточном отношении  $i = 6,3...31,5$  и необходимости передачи движения между пересекающимися осями применяют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 2.32, б).

В этих схемах оси валов расположены в горизонтальной плоскости, чем обеспечиваются хорошие условия смазывания передач и подшипников разбрызгиванием масла вращающимися зубчатыми колесами.

Схемы могут отличаться от приведенных расположением осей валов в пространстве, что может быть продиктовано требуемой компоновкой привода.

Схемы редукторов с вертикальным расположением валов применять нежелательно вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов и сложности предотвращения вытекания смазки из узла.

## Лекция № 7

### 2.6. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 2.6.1. Общие сведения о червячных передачах

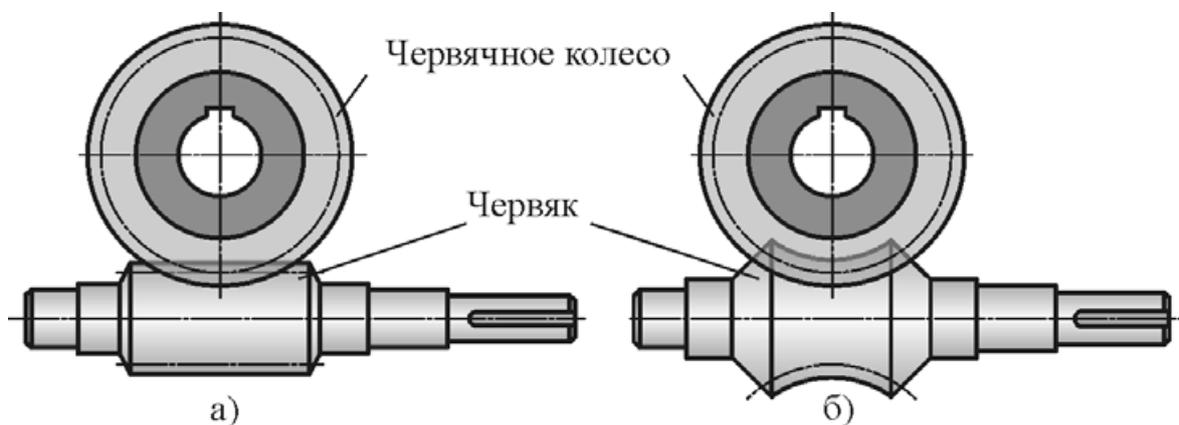
Червячные передачи передают движение между валами, оси которых перекрещиваются в пространстве. Передача содержит червяк и червячное колесо (рис. 2.33). Принципиально межосевой угол в передаче может быть любым. Обычно оси червяка и червячного колеса расположены под прямым углом, что объясняется удобством компоновки редуктора и привода в целом. Такие червячные передачи называют ортогональными.

*Достоинства* червячных передач:

- большое передаточное отношение. В силовых передачах оптимальное передаточное отношение  $i = 8 \dots 63$ , а в приводах кинематического назначения – до 1000;
- компактность;
- плавность и бесшумность работы;
- возможность передачи движения между перекрещивающимися осями валов;
- низкий обратный КПД: движение обычно передается от червяка к червячному колесу; передача движения от червячного колеса к червяку либо невозможна (самотормозящие передачи), либо осуществляется с низким КПД.

*Недостатки* червячных передач:

- низкий КПД. Этот недостаток становится весьма ощутимым при длительной передаче больших и средних мощностей;
- повышенный нагрев;
- низкая износостойкость;
- склонность к заеданию;
- необходимость применения дефицитных и дорогих антифрикционных цветных металлов в качестве материала червячного колеса;
- необходимость регулировки червячного зацепления.



**Рис. 2.33. Схемы червячных передач:**

а) с цилиндрическим червяком; б) с глобоидным червяком

Зубья червячного колеса нарезают инструментом, являющимся аналогом червяка, благодаря чему обеспечивается линейный контакт витков червяка с зубьями червячного колеса.

По форме заготовки червяка червячные передачи могут быть:

- с цилиндрическим червяком (рис. 2.33, а);
- с глобоидным червяком (рис. 2.33, б).

Передачи с цилиндрическим червяком проще в изготовлении и

регулировке, однако, нагрузочная способность передачи с глобоидным червяком примерно в 1,5 раза выше за счет большего числа зубьев червячного колеса, охватываемых червяком, больших радиусов кривизны в контакте и лучших условий образования масляного слоя в зацеплении.

Основное применение в машиностроении получили передачи с цилиндрическим червяком.

## 2.6.2. Геометрия цилиндрического червяка

По форме боковой поверхности витка червяки подразделяют:

- архимедов  $ZA$  (рис. 2.34, а);
- конволютный  $ZN$  (рис. 2.34, б);
- эвольвентный  $ZI$  (рис. 2.34, в);
- нелинейчатый  $ZK$ , образуемый конусом (рис. 2.34, г);
- нелинейчатый  $ZT$ , образуемый тором (рис. 2.34, д).

Основное применение получили профили:

- архимедов  $ZA$  – для не шлифуемых червяков малоответственных передач;
- эвольвентный  $ZI$  – для шлифуемых червяков высоконагруженных передач.

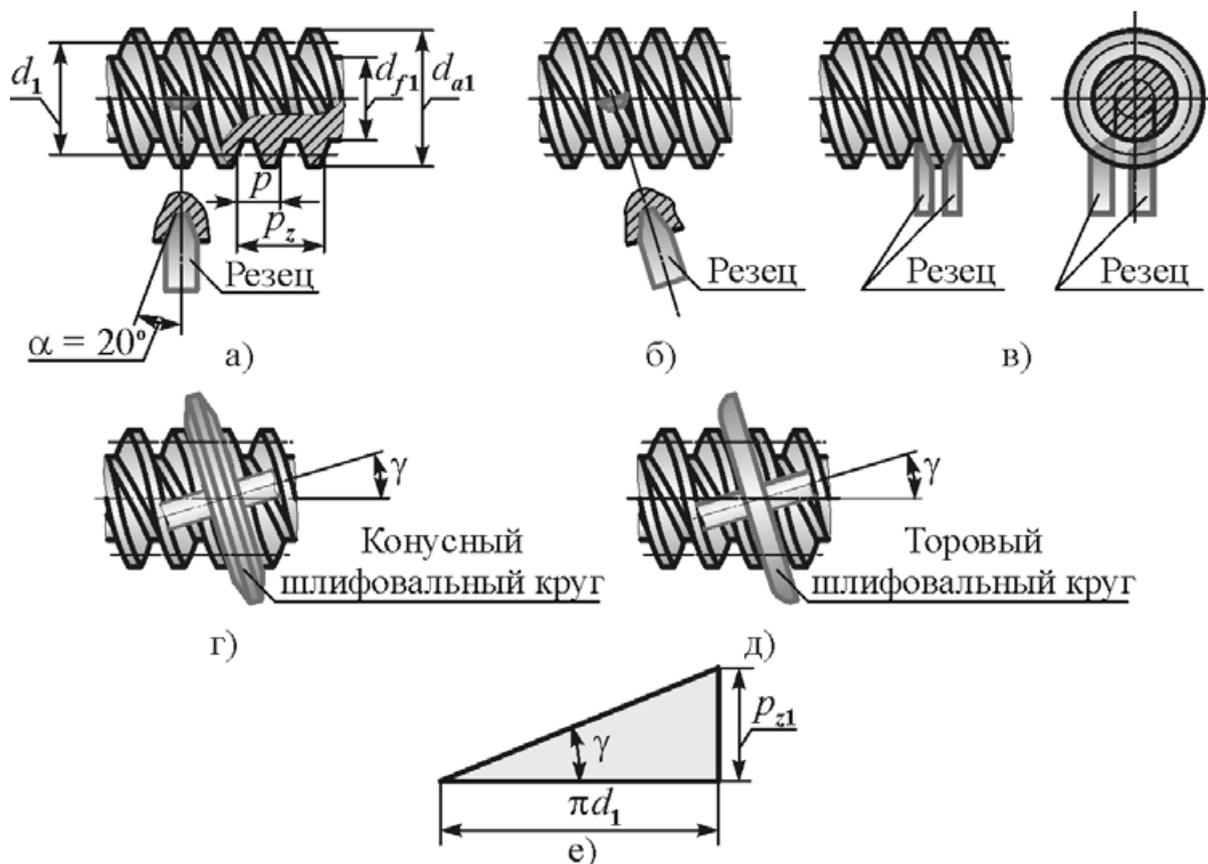


Рис. 2.34. Геометрия цилиндрических червяков

### 2.6.2.1. Архимедов червяк ZA

Витки архимедова червяка имеют прямолинейный профиль в осевом сечении. Профиль образуется прямолинейными наклонными режущими гранями резца, расположенными в осевой плоскости червяка. Ось симметрии резца перпендикулярна оси червяка. При нарезании червяка резец совершает сложное движение – внедряется в заготовку в радиальном направлении и перемещается параллельно оси заготовки червяка. Осевое перемещение резца и вращение заготовки червяка согласованы: за один оборот заготовки червяка резец перемещается параллельно оси червяка на величину хода червяка  $p_{z1}$ . В торцовом сечении (перпендикулярно оси) витки червяка очерчены архимедовой спиралью.

*Достоинством* архимедова червяка является простота изготовления.

*Недостатки* архимедова червяка:

- профиль практически не шлифуется, так как шлифовальный круг требует фасонной правки для устранения подреза винтовой поверхности;
- низкая производительность при нарезании червяков с большим углом подъема витка из-за неодинаковой нагруженности левой и правой режущих граней резца.

Параметры червяка:

$p$  – осевой шаг червяка – расстояние между одноименными точками боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, мм;

$m = \frac{p}{\pi}$  – модуль, мм;

$\alpha = 20^\circ$  – угол профиля;

$z_1$  – число витков (заходов) червяка;

$p_{z1} = pz_1$  – ход червяка – осевое перемещение резца за один оборот заготовки червяка, мм;

$q$  – коэффициент диаметра червяка, показывающий, сколько модулей содержится в делительном диаметре червяка;

$x$  – коэффициент смещения инструмента.

Модуль и коэффициент диаметра червяка стандартизованы в диапазоне  $m = 1 \dots 20$  мм и  $q = 6,3 \dots 25$ . С целью снижения номенклатуры зуборезного инструмента стандартизовано также сочетание модулей и коэффициентов диаметра червяка: при малых значениях  $m$  принимают большие значения  $q$  (и наоборот) с целью обеспечения достаточной жесткости червяка, имеющего большое расстояние между опорами.

Диаметральные размеры червяка, мм:

$d_1 = mq$  – делительный диаметр;

$d_{w1} = d_1 + 2mx = m(q + 2x)$  – начальный диаметр;

$d_{a1} = d_1 + 2m$  – диаметр вершин;  
 $d_{f1} = d_1 - 2,4m$  – диаметр впадин.

Смещение инструмента применяют при нарезании зубьев червячного колеса с целью вписывания передачи в заданное межосевое расстояние или для изменения числа зубьев червячного колеса на 1–2 зуба.

Развернув один виток на делительном диаметре червяка на плоскость (рис. 2.34, е), получим наклонную поверхность, длина основания которой равна  $\pi d_1$  и высота равна ходу витка  $p_{z1}$ , откуда

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1} = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q},$$

где  $\gamma$  – угол подъема винтовой линии червяка на делительном цилиндре, градус.

Для развертки витка на начальном диаметре имеем:

$$\operatorname{tg}\gamma_w = \frac{p_{z1}}{\pi d_{w1}} = \frac{pz_1}{\pi d_{w1}} = \frac{\pi m z_1}{\pi m (q + 2x)} = \frac{z_1}{q + 2x},$$

где  $\gamma_w$  – угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре, градус.

Архимедов профиль обычно применяют для однозаходных червяков при невысоких требованиях к нагрузочной способности и ресурсу в условиях мелкосерийного производства.

#### 2.6.2.2. Эвольвентный червяк ZI

Эвольвентный червяк (рис. 2.34, в) представляет собой цилиндрическую эвольвентную косозубую шестерню с очень большим углом наклона зубьев  $\beta = 90^\circ - \gamma$  и малым числом зубьев  $z_1 = 1, 2$  или 4. Профиль зуба в торцовом сечении очерчен эвольвентой. Эвольвентная поверхность имеет прямолинейный профиль в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, поэтому эвольвентные червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга.

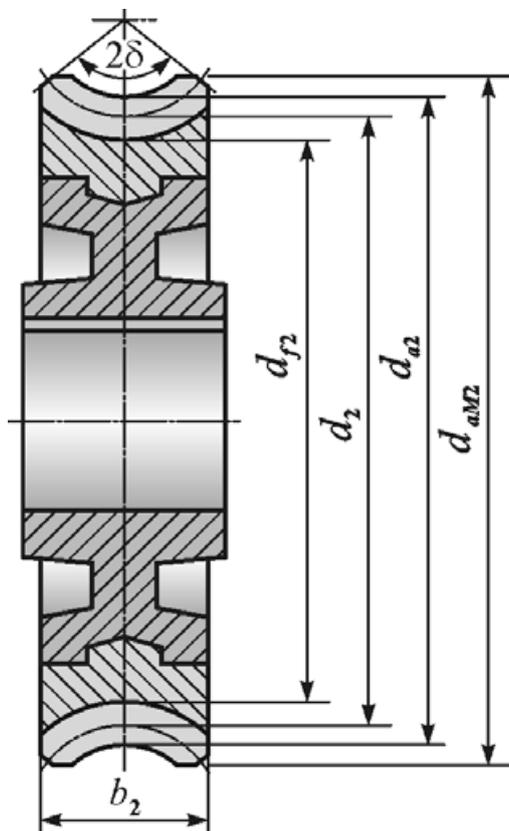
Эвольвентные червяки применяют в высоконагруженных передачах при высокой твердости рабочих поверхностей, подвергаемых после термообработки шлифованию.

#### 2.6.3. Геометрия червячного колеса

Геометрические параметры червячного колеса приведены на рис. 2.35.

Профиль зубьев червячного колеса формируется при огибании заготовки червячного колеса инструментом, являющимся аналогом червяка, поэтому зубья червячного колеса имеют характерную дуговую форму. Минимальное число зубьев червячного колеса во вспомогательных

кинематических передачах принимают  $z_{2\min} = 17$ , в силовых передачах  $z_{2\min} = 28$ . Оптимальное значение в силовых передачах  $z_2 = 32 \dots 63$ . В кинематических приводах столов большого диаметра  $z_2$  может достигать до 1000.



**Рис. 2.35. Геометрические параметры червячного колеса**

При числе зубьев червячного колеса, близком к нижнему пределу, уменьшаются габариты передачи, что ведет к увеличению теплонапряженности и склонности к заеданию. Кроме того, в многозаходных передачах появляется опасность подреза зубьев червячного колеса при их нарезании, что ведет к снижению нагрузочной способности передачи.

При большом числе зубьев возрастает опасность поломки зубьев.

Делительный (он же начальный) диаметр червячного колеса, мм:

$$d_2 = mz_2.$$

Диаметры вершин  $d_{a2}$  и впадин  $d_{f2}$  определяют в среднем сечении колеса, мм:

$$d_{a2} = d_2 + 2m + 2mx, \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m + 2mx.$$

Смещение инструмента применяют при нарезании зубьев червячного колеса с целью вписывания передачи в заданное межосевое расстояние или для изменения числа зубьев колеса на 1–2 зуба. Коэффициент смещения

инструмента принимают в пределах  $-1 \leq x \leq +1$ . При положительном смещении несколько повышается нагрузочная способность передачи.

Наибольший диаметр червячного колеса, мм:

$$d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширина зубчатого венца:  $b_2 \leq 0,75d_{a1}$  при  $z_1 = 1; 2$ ,

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$

Условный угол обхвата червяком червячного колеса  $2\delta$  находят по точкам пересечения окружности диаметром  $d_{a1} - 0,5m$  с торцовыми линиями червячного колеса:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

#### 2.6.4. Геометрия червячной передачи

Делительное межосевое расстояние, мм:

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2).$$

С целью вписывания передачи в заданное межосевое расстояние  $a_w$  передачу нарезают в общем случае со смещением. Особенно это важно для редукторов, так как вписывание передачи в стандартное межосевое расстояния облегчает унификацию корпусных деталей.

Межосевое расстояние передачи со смещением, мм (рис. 2.36):

$$a_w = a + mx = 0,5m(q + z_2 + 2x),$$

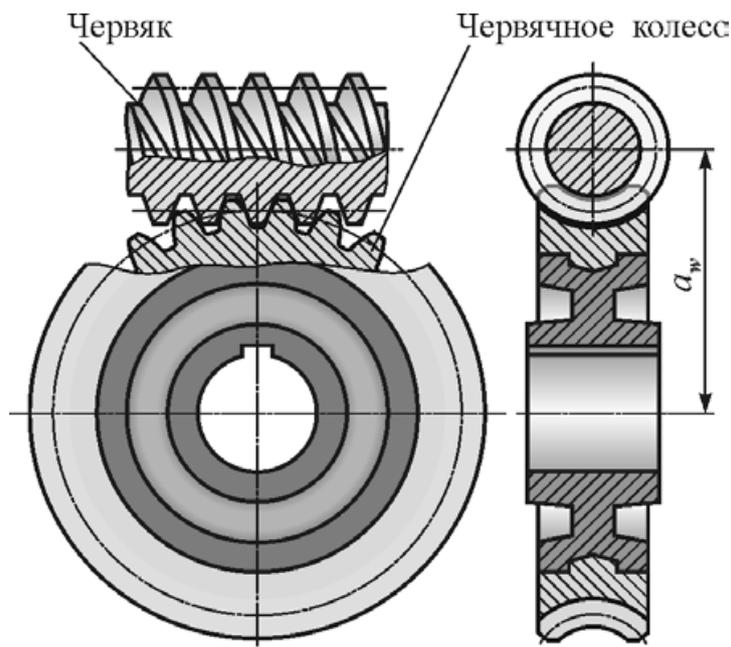


Рис. 2.36. Геометрия червячной передачи

откуда коэффициент смещения инструмента при нарезании червячного колеса

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

При повороте червяка на один оборот червячное колесо повернется на число зубьев, равное числу заходов червяка. Таким образом, передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

### 2.6.5. Скольжение в червячном зацеплении

Характерными особенностями работы червячных передач являются большие скорости скольжения в зацеплении в связи с перпендикулярностью окружных скоростей червяка и червячного колеса, а также неблагоприятное направление скольжения относительно линии контакта.

Скорость скольжения  $V_c$  направлена по касательной к линии витка червяка на начальном диаметре (рис. 2.37):

$$\vec{V}_c = \vec{V}_1 - \vec{V}_2,$$

где  $V_1$  – окружная скорость червяка на начальном диаметре, м/с;

$V_2$  – окружная скорость червячного колеса на делительном диаметре, м/с.

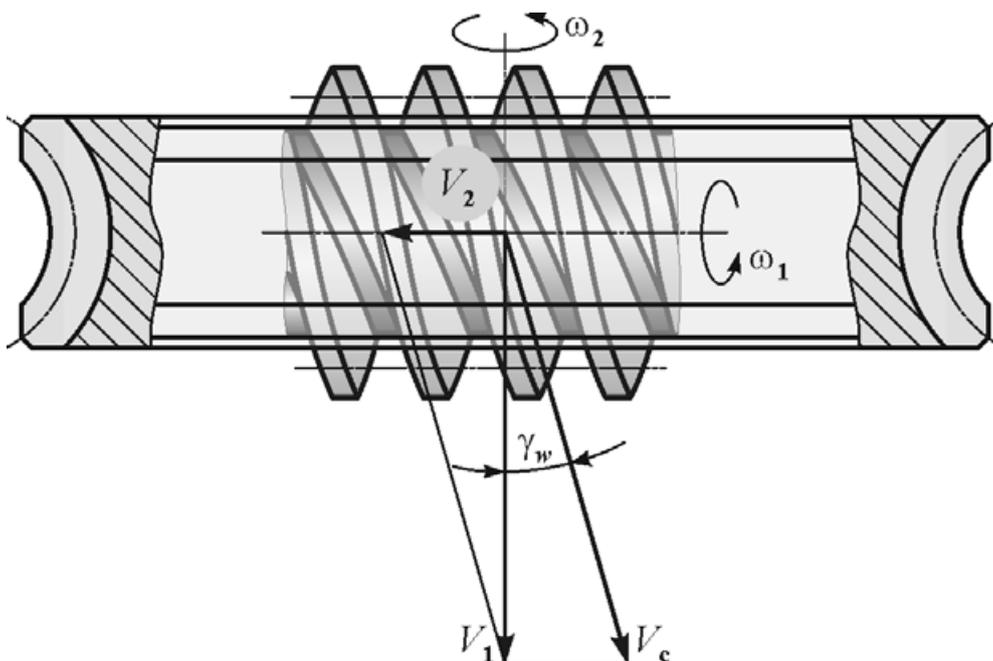


Рис. 2.37. Скольжение в червячном зацеплении

Из рисунка следует

$$V_c = \frac{V_1}{\cos \gamma_w} > V_1,$$

т.е., скорость скольжения в зацеплении превышает окружную скорость быстроходного червяка.

### 2.6.6. Коэффициент полезного действия червячной передачи

Коэффициент полезного действия  $\eta$  червячной передачи определяют по зависимости, выведенной для винтовых механизмов, но имеющей общий характер и распространяющейся также на червячные передачи. При вращении червяка:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi_1)},$$

где  $\varphi_1$  – приведенный угол трения.

Коэффициент полезного действия возрастает с увеличением угла подъема  $\gamma_w$  витка червяка на начальном диаметре и снижением приведенного угла трения  $\varphi_1$ .

Угол  $\gamma_w$  возрастает с увеличением числа заходов червяка  $z_1$  и уменьшением коэффициента диаметра червяка  $q$ .

Приведенный угол трения  $\varphi_1$  уменьшается с увеличением скорости скольжения вследствие улучшения условий образования масляного слоя и улучшением антифрикционных свойств пары (табл. 2.4).

В табл. 2.5 приведены ориентировочные значения КПД червячных передач при разных числах заходов червяка.

Таблица 2.4

**Зависимость угла трения  $\varphi_1$  от скорости скольжения  
(червяк стальной, колесо из оловянной бронзы)**

$V_c,$ м/с	0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	7...10
$\varphi_1$	4°52'	4°	3°26'	2°52'	2°17'	1°50'	1°30'	1°15'

*Примечание.* При изготовлении венца колеса из безоловянной бронзы значения  $\varphi_1$  следует увеличить в 1,3 раза, при чугунном венце – в 1,6 раза.

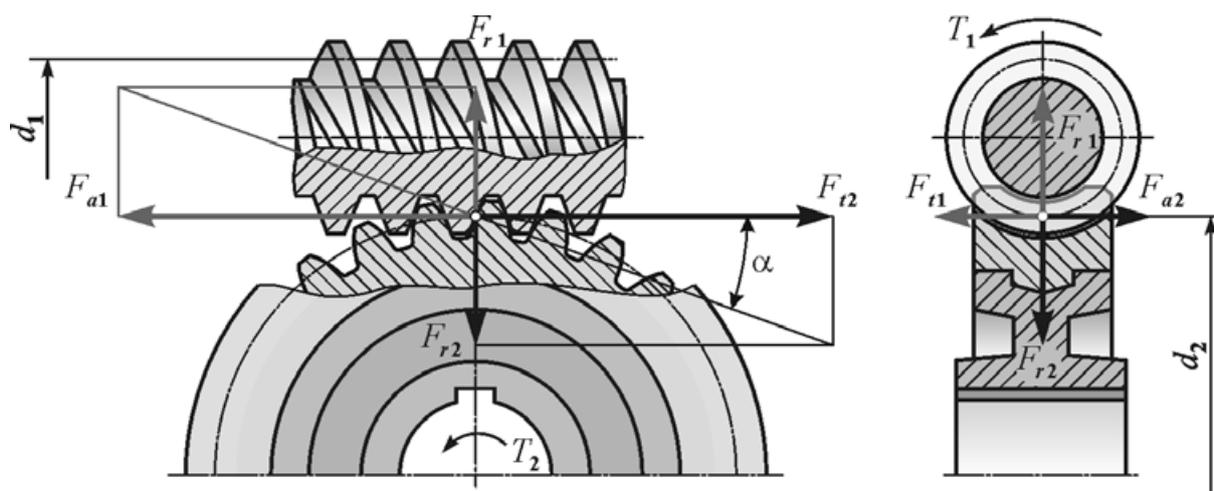
Таблица 2.5

**Ориентировочные значения КПД червячной передачи  
при разных числах заходов червяка**

Число заходов червяка, $z_1$	Интервал передаточных отношений, $i$	Коэффициент полезного действия, $\eta$
1	32...63	0,65...0,80
2	16...32	0,75...0,85
4	8...16	0,80...0,90

### 2.6.7. Силы в червячном зацеплении

Расчетная сила в червячном зацеплении приложена в полюсе. Ее раскладывают на составляющие по трем взаимно перпендикулярным осям (рис. 2.38).



**Рис. 2.38. Силы в червячном зацеплении**

Окружная сила на червяке  $F_{t1}$ , равная по модулю осевой силе на червячном колесе  $F_{a2}$ , Н,

$$F_{t1} = |F_{a2}| = \frac{2000T_1}{d_{w1}}.$$

Окружная сила на червячном колесе  $F_{t2}$ , равная по модулю осевой силе на червяке  $F_{a1}$ , Н,

$$F_{t2} = |F_{a1}| = \frac{2000T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо, Н,

$$F_{r1} = |F_{r2}| = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

В формулах:

$T_1, T_2$  – вращающие моменты соответственно на червяке и червячном колесе, Н·м;

$\alpha$  – угол профиля червяка в осевом сечении; для архимедова червяка  $\alpha = 20^\circ$ ;

$d_{w1}, d_2$  – начальный диаметр червяка и делительный диаметр червячного колеса, мм.

### 2.6.8. Материалы червяка и червячного колеса

Для уменьшения износа и снижения опасности заедания рекомендуется применять для червячных передач материалы с высокими антифрикционными свойствами и повышать чистоту обработки активных поверхностей витков червяка.

Червяки имеют относительно малый диаметр и большое расстояние между опорами, поэтому их изготавливают из качественных углеродистых и легированных сталей, имеющих высокий модуль упругости. Предпочтение следует отдавать легированным сталям. Легирование сталей хромом, марганцем и др. элементами существенно повышает износостойкость, улучшает условия приработки передачи.

Рекомендуемые материалы червяка приведены в табл. 2.6. Применение червяков с большой твердостью и высокой чистотой активных поверхностей витков позволяет уменьшить износ, потери на трение и снизить опасность заедания при повышении контактной выносливости передачи.

Поэтому червяки ответственных передач подвергают термообработке до высокой твердости, шлифуют и полируют.

Таблица 2.6

Рекомендуемые материалы червяка

Стали по ГОСТ 4543-71	Термообработка	Твердость	
		поверхности, HRC	сердцевины, HB
15X, 20X, 18XГТ	Цементация, нитроцементация, цианирование	56...60	230...240
40X, 30XГСА, 40XH	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	45...50	250...280
	Улучшение	—	250...280

Улучшенные червяки, имеющие сравнительно небольшую твердость, применяют по технологическим соображениям при отсутствии необходимого оборудования для термообработки и шлифования.

Выбор материала червячного колеса диктуется скоростью скольжения в контакте (табл. 2.7), с увеличением которой требуются лучшие антифрикционные свойства червячной пары. Основное применение в качестве материала червячного колеса имеют бронзы.

**Таблица 2.7**

**Рекомендуемые материалы червячного колеса**

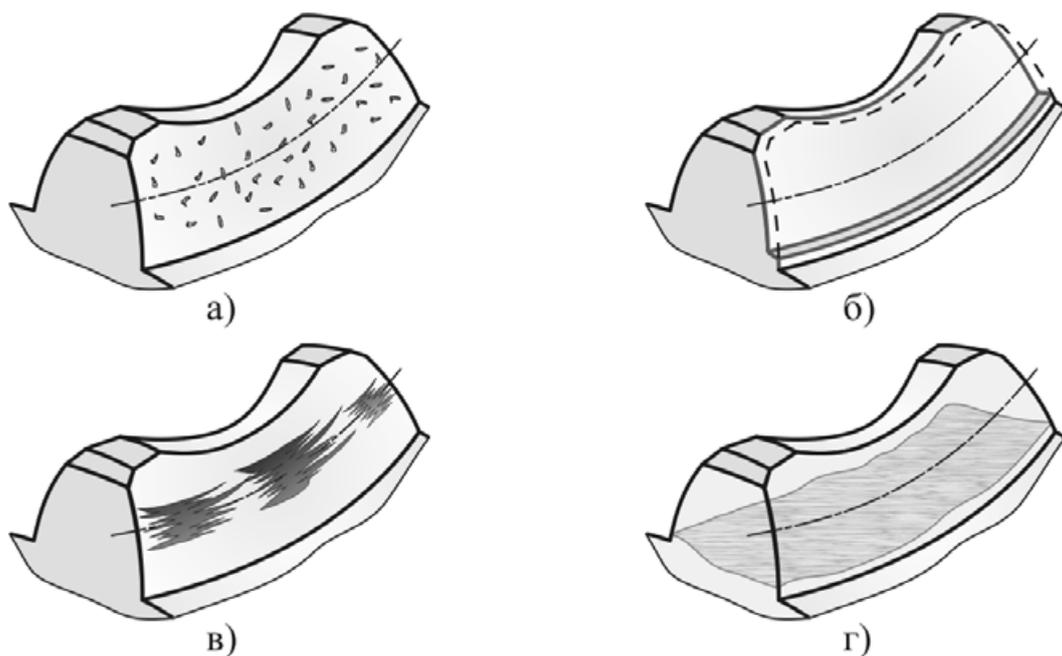
Материалы	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предельная скорость скольжения, $V_c$ , м/с
Оловянные литейные бронзы по ГОСТ 613-79				
Бр010Н1Ф1	Центробежный	285	165	30
Бр010Ф1	В кокиль	260	200	25
Бр010Ф1	В землю	200	140	25
Безоловянная литейная бронза по ГОСТ 493-79				
БрА9Ж3Л	В землю	400	200	6
Серые чугуны по ГОСТ 1412-85				
СЧ 20	В землю	200	–	1
СЧ 15	В землю	150	–	1

Чугуны применяют сравнительно редко в тихоходных малоответственных передачах.

### 2.6.9. Критерии работоспособности червячных передач

#### 1. Контактная прочность

*Усталостное выкрашивание (питтинг)* зубьев червячного колеса (рис.2.39, а) – основная причина выхода из строя червячных передач с высокими антифрикционными свойствами (червяк шлифован и полирован, червячное колесо выполнено из оловянной бронзы). Стальной червяк обладает высокой контактной прочностью, поэтому для него выкрашивание не характерно.



**Рис. 2.39. Критерии работоспособности червячных передач**

## 2. Износостойкость

*Износ зубьев червячного колеса* (рис.2.39, б) – основная причина выхода из строя червячных передач с низкими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из безоловянной бронзы или чугуна). Интенсивность износа возрастает при повышенной шероховатости червяка, при частых пусках и остановках передачи, когда условия смазки ухудшены.

## 3. Склонность к заеданию

*Заедание* (рис. 2.39, в) – основная причина выхода из строя передачи при перегрузках. При перегрузках передачи с низкими антифрикционными свойствами (червячное колесо выполнено из безоловянной бронзы или чугуна) заедание происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим интенсивным изнашиванием зубьев частицами материала, приваренными к червяку. При мягких материалах червячных колес (оловянные бронзы) заедание наблюдается в менее опасной форме: бронза «намазывается» на червяк.

## 4. Изгибная прочность зубьев червячного колеса

*Усталостная поломка зубьев червячного колеса* (рис. 2.39, г) происходит в результате значительного износа и снижения изгибной прочности зубьев. Поломка зубьев характерна для передач с числом зубьев червячного колеса  $z_2 > 80$ .

## 5. Пластическое разрушение зубьев червячного колеса

*Пластическая деформация рабочих поверхностей зубьев* возникает при действии больших перегрузок.

### 2.6.10. Коэффициент нагрузки

Расчет передачи на прочность ведут по расчетной нагрузке, получаемой умножением номинальной нагрузки в зацеплении на коэффициент нагрузки  $K$ , учитывающий снижение нагрузочной способности передачи из-за прогибов валов под нагрузкой и погрешностей изготовления. Концентрация нагрузки, в основном, вызывается прогибом вала червяка, имеющего значительное расстояние между опорами при сравнительно небольшом диаметре.

Коэффициент нагрузки вычисляют по формуле

$$K = K_{\beta} K_v,$$

где  $K_{\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки; учитывает неравномерность распределения нагрузки в зоне контакта, вызванную деформациями червяка;

$K_v$  – коэффициент динамической нагрузки, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении; вследствие плавности работы червячной передачи динамические нагрузки в ней сравнительно невелики и можно принять  $K_v = 1$ .

Коэффициент концентрации нагрузки после приработки передачи вычисляют по формуле

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

где  $\theta$  – коэффициент деформации червяка, зависящий от соотношения параметров  $z_1$  и  $q$ ;

$\bar{x}$  – коэффициент режима – это отношение средневзвешенного момента на колесе к наибольшему длительно действующему моменту.

### 2.6.11. Допускаемые контактные напряжения в червячной передаче

#### 2.6.11.1. Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев

Допускаемые контактные напряжения, МПа, определяют для червячного колеса, которое обладает меньшей контактной прочностью, по формуле

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP}^0 Z_N,$$

где  $\sigma_{HP}^0$  – допускаемые базовые контактные напряжения, МПа (табл. 2.8);

$Z_N$  – коэффициент долговечности.

Для безоловянных бронз и чугунов  $Z_N = 1$  и  $\sigma_{HP} = \sigma_{HP}^0$ , так как их нагрузочная способность лимитируется не усталостной прочностью, а стойкостью к заеданию и износу.

Для оловянных бронз

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}; \quad (2.20)$$

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов контактных напряжений на зубьях червячного колеса, определяемое в зависимости от режима нагружения и продолжительности работы привода.

**Таблица 2.8**

**Допускаемые напряжения в червячной передаче**  
 **$\sigma_{HP}$ ,  $\sigma_{HP}^0$ ,  $\sigma_{FP}^0$ , МПа**

Материалы червячного колеса	Способ отливки	$\sigma_{HP}$ при скорости скольжения $V_c$ , м/с						$\sigma_{FP}^0$
		0,5	1	2	3	4	6	
СЧ 20	В землю	115	100	–	–	–	–	43
СЧ 15	В землю	130	115	–	–	–	–	38
БрА9ЖЗЛ	В землю	250	230	210	180	160	120	80
		$\sigma_{HP}^0$						
БрО10Ф1	В землю	130						50
БрО10Ф1	В кокиль	190						70
БрО10Н1Ф1	Центробежный	210						70

$$N_{HE} = \mu_H N_\Sigma, \quad (2.21)$$

где  $\mu_H$  – коэффициент, характеризующий интенсивность типового режима нагружения при расчете на контактную прочность;

$N_\Sigma$  – число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи.

При постоянной частоте вращения вала червячного колеса число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы определяют по формуле

$$N_\Sigma = 60nt_\Sigma, \quad (2.22)$$

где  $n$  – частота вращения вала червячного колеса, мин<sup>-1</sup>;

$t_\Sigma$  – время работы передачи за весь срок службы привода, ч.

Обычно срок службы привода задают числом лет работы. В этом случае ресурс передачи определяют по формуле

$$t_\Sigma = L_r \cdot 365 \cdot K_r \cdot 24 \cdot K_c,$$

где  $L_T$  – срок службы привода, лет;

$K_T$  – коэффициент использования привода в течение года, представляющий собой отношение числа дней работы привода в году к общему количеству дней в календарном году;

$K_c$  – коэффициент использования привода в течение суток, представляющий собой отношение среднего времени работы привода в сутки к 24 часам.

Для оловянных бронз формула (2.20) имеет физический смысл при  $N_{HE} = (1...25) \cdot 10^7$  и, соответственно,  $Z_N = 1...0,67$ . Если в результате расчета получится  $N_{HE} < 10^7$ , то следует принять  $N_{HE} = 10^7$  и  $Z_N = 1$ ; при  $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$  следует принять  $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$  и  $Z_N = 0,67$ .

#### 2.6.11.2. Предельные допускаемые контактные напряжения

Предельные допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP\max}$  для расчетов червячной передачи на прочность при действии кратковременных перегрузок с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев и предотвращения заедания вычисляют по формулам:

$$\sigma_{HP\max} = 4\sigma_T \text{ – для оловянных бронз;}$$

$$\sigma_{HP\max} = 2\sigma_T \text{ – для безоловянных бронз;}$$

$$\sigma_{HP\max} = 1,65\sigma_B \text{ – для чугунов.}$$

Значения  $\sigma_T$  и  $\sigma_B$  приведены в табл. 2.7.

#### 2.6.12. Расчет червячной передачи на контактную прочность

Расчет всех червячных передач проводят на контактную прочность, критерий работоспособности передачи учитывают при выборе допускаемых напряжений.

Несущая способность передач с цилиндрическими червяками всех типов близка (кроме передач с вогнутым профилем витка червяка). Расчетные зависимости представим для передачи с архимедовым червяком, распространив их на передачи с другими цилиндрическими червяками.

В основу расчета на контактную прочность положена формула Герца (см. формулу 2.9 и описание к ней).

Нормальная нагрузка на единицу длины линии контакта вычисляется по формуле

$$w_n = \frac{F_n K}{l_\Sigma},$$

где  $F_n$  – нормальная к поверхности зуба колеса сила,

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma_w \cos \alpha};$$

$l_\Sigma$  – суммарная длина контактных линий в зацеплении, среднее значение которой вычисляется по формуле

$$l_\Sigma = \frac{1,3d_{w1}}{\cos \gamma_w}.$$

При расчете радиуса кривизны витка червяка в полюсе зацепления учтем, что в осевом сечении архимедов червяк имеет прямолинейный профиль, для которого  $\rho_1 = \infty$ .

Зубья червячного колеса в средней плоскости имеют эвольвентный профиль. Для червячного колеса радиус кривизны определяют, как и для цилиндрического косозубого колеса:

$$\rho_v = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \gamma_w},$$

учитывая, что угол наклона зубьев червячного колеса вследствие перпендикулярности осей червяка и червячного колеса равен углу подъема витка червяка на начальном цилиндре  $\beta_2 = \gamma_w$ .

Приняв при расчете коэффициента  $Z_E$  для стального червяка  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu_1 = 0,3$ , для бронзового венца червячного колеса  $E_2 = 10^5$  МПа,  $\mu_2 = 0,3$  и подставив приведенные выше зависимости в формулу Герца, получим формулу для проверочного расчета червячной передачи на контактную прочность:

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

Для проектного расчета из последней формулы выразим делительное межосевое расстояние (при  $x = 0$ ), мм:

$$a = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left( \frac{5400q}{z_2 \sigma_{HP}} \right)^2 T_2 K},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на червячном колесе, Н·м.

Фактическое межосевое расстояние передачи  $a_w$  рекомендуется округлить до ближайшего большего значения по ГОСТ 2144-76 из следующих рядов, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500;

2-й ряд: 45, 56, 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450.

При этом червячное колесо в общем случае будет нарезано со смещением инструмента.

Далее из геометрического расчета определяют модуль, согласуют сочетание  $m$  и  $q$  по ГОСТ 2144-76, вычисляют коэффициент смещения инструмента и остальные геометрические параметры передачи.

### 2.6.13. Конструкции червячных колес

Конструкции червячных колес представлены на рис. 2.40. При единичном и мелкосерийном производстве бронзовый венец крепят к ступице винтами или болтами (рис. 2.40, а, б).

При серийном производстве экономически выгоднее применять наплавленный венец (рис. 2.40, в, г): снижаются требования к точности обработки сопрягаемых поверхностей венца и центра, упрощается конструкция. На ободке центра предусматривают 6...8 углублений различной формы, в которые заливается бронза, чем обеспечивается надежное соединение венца со ступицей.

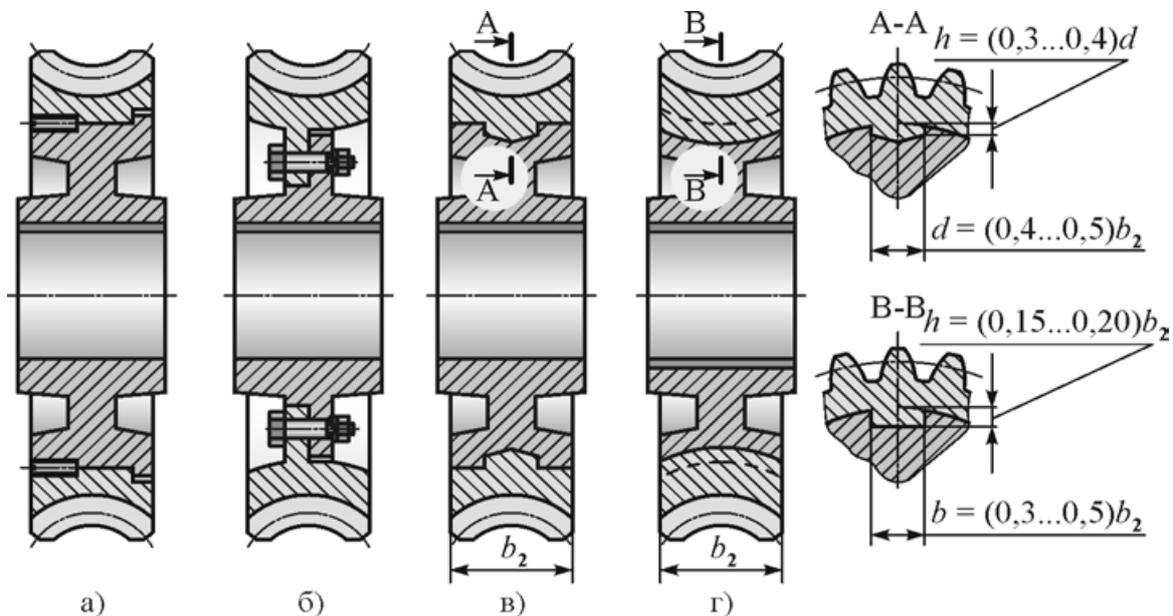


Рис. 2.40. Конструкции червячных колес

### 2.6.14. Схемы червячных и комбинированных редукторов

На рис. 2.41 представлены наиболее распространенные схемы редукторов, содержащих червячную передачу.

Основное применение имеют одноступенчатые червячные редукторы с диапазоном передаточных отношений  $i = 8 \dots 63$ .

Червячные редукторы выполняют со следующими вариантами расположения червяка и червячного колеса:

– червяк под колесом (рис. 2.41, а) – применяют при скоростях скольжения до 4...5 м/с, смазка осуществляется окунанием червяка, допускают передачу большой мощности по критерию нагрева;

– червяк над колесом (рис. 2.41, б) – применяют в быстроходных передачах во избежание больших потерь на разбрызгивание масла быстроходным червяком, смазка осуществляется окунанием в масло колеса;

– червяк с вертикальной осью, расположенной сбоку колеса (рис. 2.41, в);

– червяк с горизонтальной осью, сцепляющийся с колесом, имеющим вертикальную ось (рис. 2.41, г).

Две последние конструкции с вертикальными валами применять нежелательно вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов и удержания смазки от вытекания.

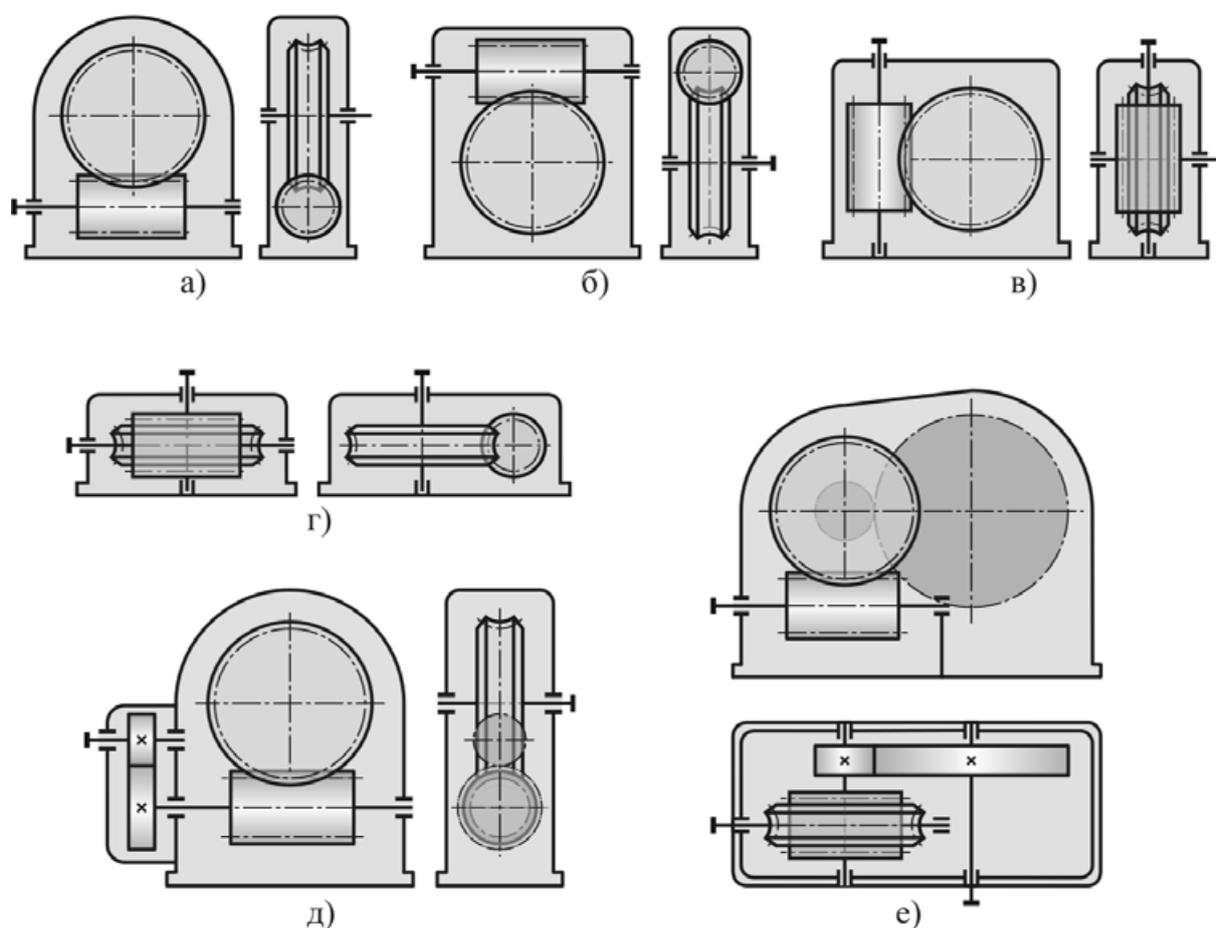


Рис. 2.41. Схемы червячных и комбинированных редукторов

При больших передаточных отношениях применяют комбинированные редукторы: цилиндрическо-червячные, червячно-цилиндрические или червячные двухступенчатые.

Цилиндрическо-червячные редукторы (рис. 2.41, д) имеют по сравнению с червячно-цилиндрическими (рис. 2.41, е) меньшее передаточное отношение и КПД, а уровень шума больше.

Червячные двухступенчатые редукторы имеют низкий КПД, поэтому оправданы в применении в малонагруженных кратковременно работающих механизмах при больших передаточных отношениях.

## Лекция № 8

### 2.7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 2.7.1. Общие сведения о цепных передачах

Цепные передачи относятся к механическим передачам зацеплением с гибкой связью. Цепная передача в простейшем виде содержит ведущую и ведомую звездочки, охватываемые цепью (рис. 2.42). Цепь состоит из шарнирно соединенных звеньев, чем обеспечивается гибкость цепи.

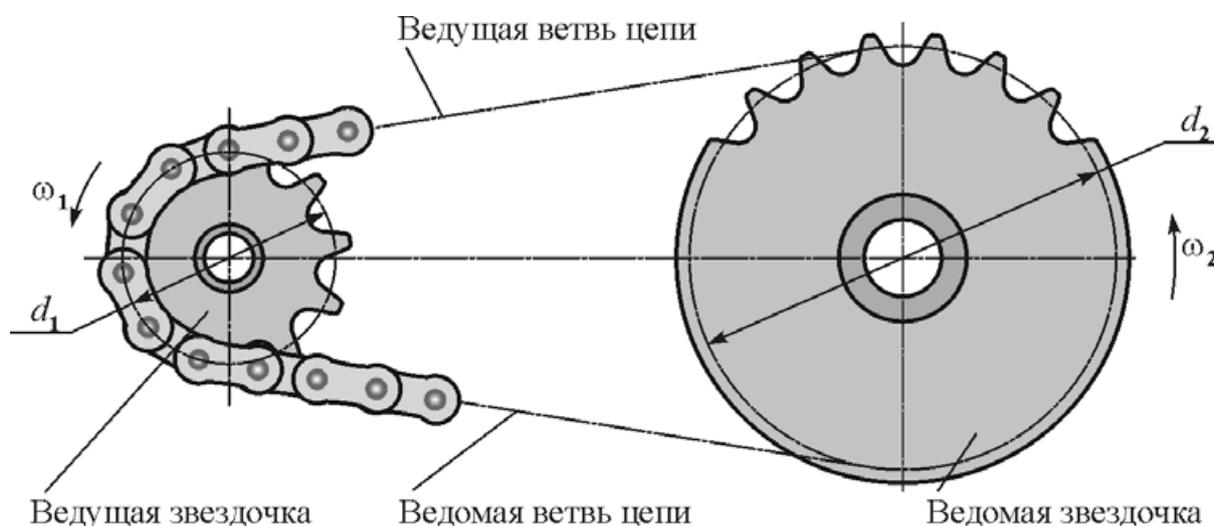


Рис. 2.42. Конструкция цепной передачи

Применяют также передачи с несколькими ведомыми звездочками. В состав передачи могут также входить натяжные устройства, смазочные устройства и ограждения.

Цепные передачи широко используют в приводах сельскохозяйственных и подъемно-транспортных машин, автомобилей, мотоциклов, велосипедов.

### *Достоинства цепных передач:*

- возможность применения в широком диапазоне межосевых расстояний;
- меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- жесткая кинематическая связь (отсутствие проскальзывания);
- высокий КПД;
- относительно малые силы, действующие на валы;
- возможность передачи движения нескольким звездочкам;
- возможность легкой замены цепи.

### *Недостатки цепных передач:*

- износ шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения;
- непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, что приводит к колебанию передаточного отношения;
- необходимость более точной установки валов, чем для клиноременных передач;
- необходимость смазывания и регулировки.

## **2.7.2. Конструкции приводных цепей**

Приводные цепи выпускают следующих типов: *втулочные*, *роликовые* и *зубчатые*. Конструкции приводных цепей приведены на рис. 2.43. Цепи стандартизованы. Основной геометрический параметр цепи – шаг  $t$  – расстояние между осями шарниров (мм), основной силовой характеристикой является разрушающая сила  $F_p$  (кН).

### *2.7.2.1. Цепь втулочная*

Шарнир втулочной цепи (рис. 2.43, а) содержит валик 1, на который свободно надета втулка 2, образуя шарнир скольжения. На втулку напрессованы внутренние пластины 3, на валик – наружные пластины 4. Внутренние и наружные пластины чередуются. Для нормального замыкания цепи необходимо иметь одинаковое число внутренних и наружных пластин, то есть число звеньев цепи должно быть четным. При нечетном числе звеньев потребуется применить переходное изогнутое соединительное звено, имитирующее с одной стороны внутренние пластины, с другой стороны – наружные пластины. Это усложняет конструкцию и снижает надежность цепи. Пластины очерчены контуром в виде восьмерки, приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжению.

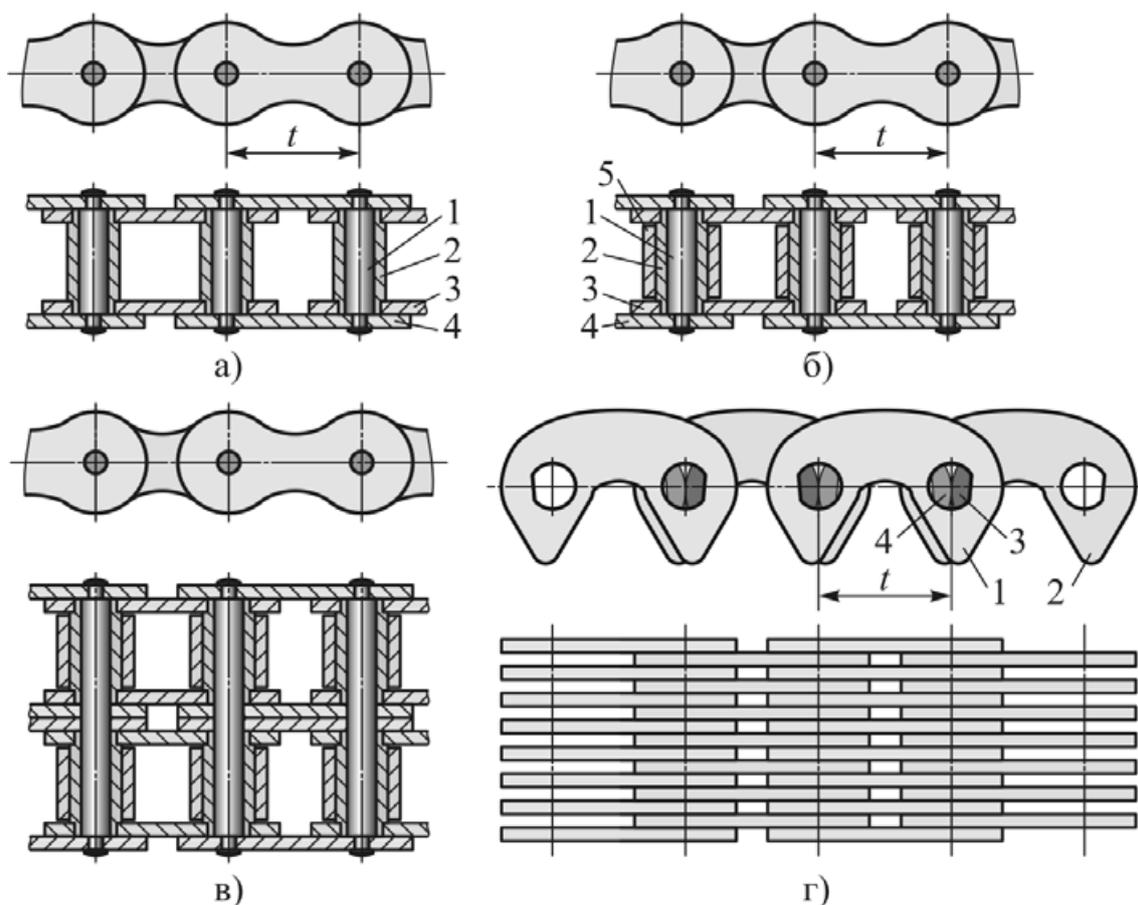
Втулочные цепи просты по конструкции, но износостойкость их невелика. Область рационального применения – тихоходные малонагруженные передачи. Цепи выпускают одно- и двухрядными с шагом  $t = 9,525$  мм. В двухрядной цепи валик имеет большую длину и на него надеты две втулки, что увеличивает ее нагрузочную способность, позволяет уменьшить шаг

цепи и диаметр звездочек. Однако неравномерность распределения нагрузки между рядами цепи зачастую сводит на нет достоинства многорядных цепей.

Примеры обозначения втулочной цепи:

ПВ-9,525-13,0 – цепь приводная втулочная с шагом  $t = 9,525$  мм и разрушающей силой  $F_p = 13$  кН;

2ПВ-9,525-20 – цепь двухрядная приводная втулочная с шагом  $t = 9,525$  мм и разрушающей силой  $F_p = 20$  кН.



**Рис. 2.43. Конструкции приводных цепей:**

а) втулочная; б) роликовая однорядная;

в) роликовая двухрядная; г) зубчатая

#### 2.7.2.2. Цепь роликовая

Приводная роликовая цепь (рис. 2.43 б, в) отличается от втулочной тем, что на втулку дополнительно установлен ролик 5. Это позволило заменить трение скольжения втулки о зубья звездочки трением качения ролика по зубьям звездочки, что снизило потери на трение и увеличило долговечность передачи.

Роликовые цепи получили широкое применение в приводах.

Выпускают цепи: ПР; 2ПР; 3ПР; 4ПР; ПРИ.

Цепи ПР; 2ПР; 3ПР; 4ПР – приводные роликовые соответственно одно-, двух-, трех- и четырехрядная, у этих цепей выше разрушающая нагрузка и нагрузочная способность, что позволяет уменьшить шаг цепи и диаметр звездочек. Однако неравномерность распределения нагрузки между рядами цепи зачастую сводит на нет достоинства многорядных цепей.

Цепь ПРИ – приводная роликовая с изогнутыми пластинами. В этой цепи все звенья одинаковые, подобные переходному звену в цепи с нечетным числом звеньев. Изогнутые пластины обладают повышенной податливостью, поэтому их применяют при динамических нагрузках.

В обозначении роликовых цепей указывают число рядов (для многорядных цепей), тип, шаг и разрушающую нагрузку.

Примеры обозначения роликовых цепей:

ПР-25,4–60 – цепь приводная роликовая с шагом  $t = 25,4$  мм и разрушающей силой  $F_p = 60$  кН.

2ПР-19,05–64 – цепь двухрядная приводная роликовая с шагом  $t = 19,05$  мм и разрушающей силой  $F_p = 64$  кН.

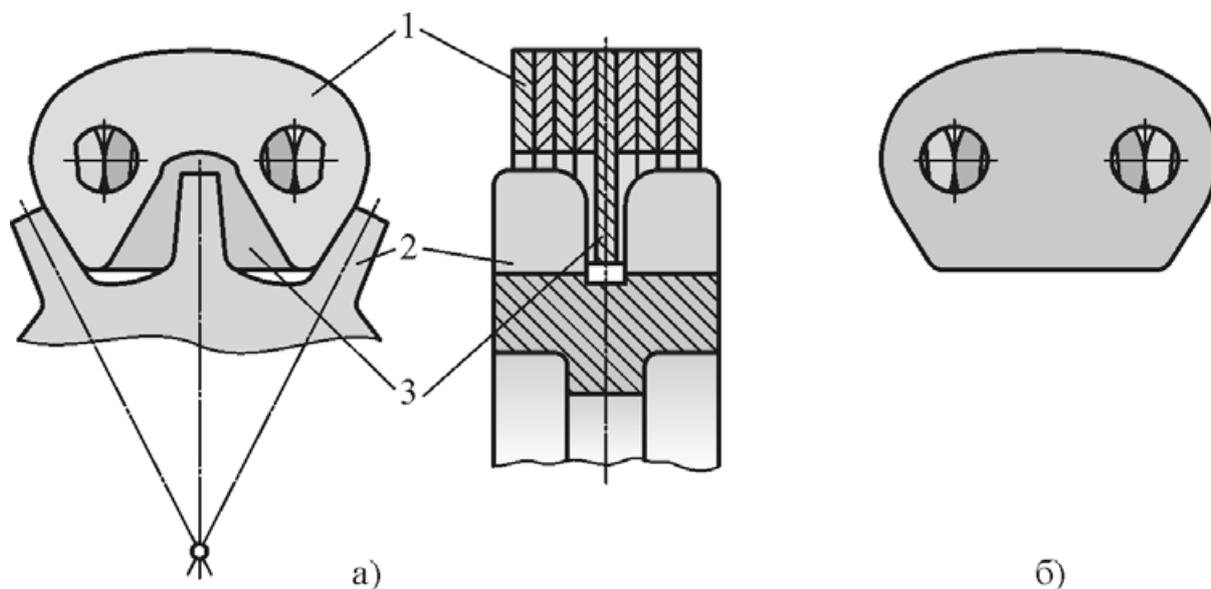
### 2.7.2.3. Цепь зубчатая

Звенья цепи набирают из чередующихся внешних 1 и внутренних 2 пластин (рис. 2.43, г). Современные зубчатые цепи изготавливают с шарнирами качения. Шарнир качения образуют две призмы 3 и 4, контактирующие по цилиндрическим поверхностям. Призма 3 запрессована в пластину 1 и опирается на лыску, призма 4 аналогично запрессована в пластину 2.

Каждая пластина имеет по два зуба с впадиной между ними для размещения зуба звездочки. Рабочими являются плоские внешние поверхности зубьев этих пластин. Рабочими поверхностями каждое звено 1 садится на два зуба звездочки 2, имеющие трапециевидный профиль (рис. 2.44, а).

Во избежание бокового сползания цепи со звездочек в середине цепи предусмотрена направляющая пластина 3 (рис. 2.44, б), отличающаяся от других пластин отсутствием в средней части впадины для зубьев звездочек. На зубьях звездочек в средней части предусмотрена канавка для входа направляющей пластины.

Достоинствами зубчатых цепей по сравнению с роликовыми является меньший шум, повышенная кинематическая точность, повышенная допускаемая скорость, а также повышенная надежность при большом количестве пластин. Однако эти цепи сложнее в изготовлении и более металлоемкие, поэтому имеют ограниченное применение.



**Рис. 2.44. Контакт пластин зубчатой цепи со звездочкой:**  
 а) профиль зубьев звездочки; б) направляющая пластина

Пример обозначения зубчатой цепи:

ПЗ-1-12,7-26-22,5 – цепь приводная зубчатая, тип 1 (с односторонним зацеплением), с шагом  $t = 12,7$  мм, разрушающей силой  $F_p = 26$  кН и шириной 22,5 мм.

### 2.7.3. Критерии работоспособности цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

1. *Износ шарниров* – основная причина выхода из строя большинства цепных передач. Износ приводит к увеличению шага цепи и нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.

2. *Усталостное разрушение пластин* по проушинам – основной критерий для быстроходных тяжело нагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.

3. *Проворачивание валиков и втулок* в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.

4. *Усталостное выкрашивание и разрушение роликов* роликовой цепи.

5. *Недопустимое провисание ведомой ветви цепи*, характерное для передач без натяжных устройств.

6. *Износ зубьев звездочек.*

### 2.7.4. Материалы и термическая обработка деталей цепей

Основное требование к деталям шарниров цепи (валикам, втулкам, призмам) – высокая износостойкость рабочих поверхностей. Эти детали

выполняют из малоуглеродистых сталей 15, 20, 15Х, 18ХГТ и других, которые после цементации или газового цианирования подвергают закалке до твердости поверхности  $H = 56...63$  HRC. Целесообразно применять легированные стали, так легирование хромом существенно повышает износостойкость деталей шарнира.

Пластины должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 45, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, термообработка – объемная закалка с низким отпуском до твердости  $H = 40...50$  HRC.

### 2.7.5. Основные параметры цепных передач

*Мощности*, передаваемые цепными передачами, находятся в диапазоне от долей до сотен киловатт, в общем машиностроении обычно до 100 кВт.

*Скорость цепи* ограничивается силой удара в зацеплении, интенсивностью износа шарниров и шумом передачи. Обычно скорость цепи не превышает 15 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 10^3} = \frac{z_2 n_2 t}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.23)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев ведущей и ведомой звездочек соответственно;

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущей и ведомой звездочек соответственно,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$t$  – шаг цепи, мм.

*Передаточное отношение* передачи определяют из равенства средней скорости цепи на звездочках:

$$z_1 n_1 = z_2 n_2,$$

откуда передаточное отношение

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Оптимальное значение  $i = 2...4$ . Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, опасностью соскакивания цепи с большей звездочки, малостью угла обхвата цепью малой звездочки. Предельное значение  $i_{\max} = 6...7$ .

*Числа зубьев звездочек* ограничивают интенсивностью износа шарниров, динамическими нагрузками и шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше интенсивность износа шарнира, так как увеличивается угол поворота в шарнире при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее:

$$\gamma_1 = 360^\circ / z_1 \text{ и } \gamma_2 = 360^\circ / z_2.$$

Минимальное число зубьев меньшей звездочки для силовых передач

общего назначения определяют по эмпирической зависимости  $z_{1\min} = 29 - 2i$ . При низких частотах вращения допускается  $z_{1\min} \geq 13$ .

Число зубьев большей звездочки  $z_2 = z_1 i$ .

По мере износа шарнира шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести к соскакиванию цепи с большей звездочки, где угловой шаг меньше и шарнир по мере износа поднимется на большую высоту, чем на меньшей звездочке. Поэтому максимальное число зубьев большей звездочки ограничивают величиной  $z_{2\max} = 120$ .

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев меньшей звездочки из ряда простых чисел.

Делительные диаметры звездочек  $d_1$  и  $d_2$  (см. рис. 2.42) определим по расположению центров шарниров цепи на зубьях звездочек из рассмотрения треугольника  $AOB$  (рис. 2.45):

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\gamma_1}{2}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad \text{и} \quad d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\gamma_2}{2}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}. \quad (2.24)$$

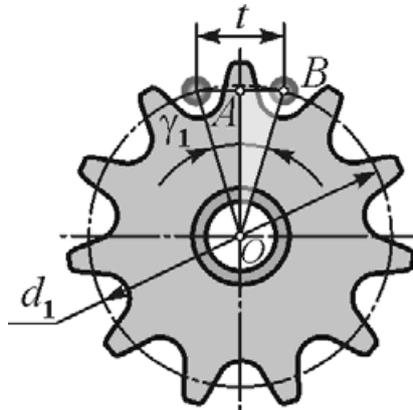


Рис. 2.45. Схема к расчету делительного диаметра звездочки

*Межосевое расстояние и длина цепи.* Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)t. \quad (2.25)$$

При  $a < 30t$  наблюдается ускоренный износ шарниров в связи с повышенной частотой входа каждого шарниров в зацепление. При  $a > 50t$  существенно возрастают габариты передачи, кроме того, даже небольшой износ каждого шарнира приводит к значительному удлинению цепи и нарушению зацепления с зубьями звездочек. Обычно межосевое расстояние ограничивают величиной  $a_{\max} = 80t$ .

Число звеньев цепи  $W$  связано с межосевым расстоянием  $a$ , шагом цепи  $t$  и числами зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  зависимостью

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (2.26)$$

Первые две составляющие суммы в формуле определяют число звеньев цепи при равных диаметрах звездочек, последняя составляющая учитывает влияние разности чисел зубьев звездочек на изменение числа звеньев цепи.

Полученное значение  $W$  округляют до ближайшего целого, желательно четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи. Назначив число звеньев цепи, из вышеприведенной формулы уточняют межосевое расстояние:

$$a = \frac{t}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (2.27)$$

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Для этого расчетное межосевое расстояние уменьшают на величину  $\Delta = (0,002 \dots 0,004)a$ .

Окружная сила на звездочках, Н,

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{1000P_1}{V}, \quad (2.28)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м;

$d_1$  – делительный диаметр ведущей звездочки, мм;

$V$  – средняя скорость цепи, м/с.

### 2.7.6. Расчет цепных передач

Расчет цепных передач проводят по условию износостойкости шарниров цепи. Интенсивность износа цепи возрастает с увеличением давления в шарнире, которое не должно превышать допускаемого значения.

Условное давление в шарнире цепи, МПа,

$$p = \frac{K_3 F_t}{Am_p} \leq [p], \quad (2.29)$$

где  $K_3$  – коэффициент эксплуатации;

$F_t$  – окружная сила на звездочках, Н;

$A$  – площадь проекции шарнира на диаметральное сечение, мм<sup>2</sup>;

$m_p$  – коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам (табл. 2. 9);  
 $[p]$  – допустимое давление в шарнире по условию износостойкости, МПа.

Таблица 2.9

Коэффициент рядности цепи

Число рядов цепи	1	2	3	4
Коэффициент рядности $m_p$	1,0	1,7	2,5	3,0

Коэффициент эксплуатации  $K_э$  учитывает условия эксплуатации передачи и представляет собой произведение частных коэффициентов:

$$K_э = K_d K_a K_H K_{рег} K_{см} K_{реж},$$

где  $K_d$  – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки, принимающий значения от 1 при спокойной нагрузке до 1,8 при сильных ударах;

$K_a$  – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния (длины цепи) на интенсивность износа, при  $a = (30...50)t$   
 $K_a = 1$ ;

$K_H$  – коэффициент, учитывающий влияние наклона линии центров звездочек передачи к горизонту, с увеличением этого угла ухудшаются условия работы передачи, чем больше наклон передачи к горизонту, тем меньше допустимый суммарный износ цепи; при наклоне линии центров звездочек к горизонту до  $45^\circ$   
 $K_H = 1$ ; при наклоне под углом  $\psi > 45^\circ$   $K_H = 0,15\sqrt{\psi}$ ;

$K_{рег}$  – коэффициент, учитывающий влияние регулировки цепи; для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек  $K_{рег} = 1$ ; для передач с оттяжной звездочкой или нажимным роликом  $K_{рег} = 1,1$ ; для передач с нерегулируемым положением звездочек  $K_{рег} = 1,25$ ;

$K_{см}$  – коэффициент, учитывающий условия смазывания: при смазывании окунанием в масляную ванну  $K_{см} = 0,8$ , при периодическом смазывании  $K_{см} = 1,5$ ;

$K_{реж}$  – коэффициент, учитывающий число смен  $N_{см}$  работы передачи в сутки,  $K_{реж} = \sqrt[3]{N_{см}}$ .

Если по расчету значение коэффициента  $K_э > 3$ , то возможности пере-

дачи используются недостаточно и следует принять меры по улучшению условий работы.

Площадь проекции шарнира (рис. 2.46)

$$A = db,$$

где  $d$  – диаметр валика шарнира, мм;

$b$  – длина втулки, мм.

Для стандартных однорядных геометрически подобных цепей каждый из размеров  $d$  и  $b$  пропорционален шагу  $t$  и площадь проекции шарнира можно представить в виде

$$A = 0,28t^2. \quad (2.30)$$

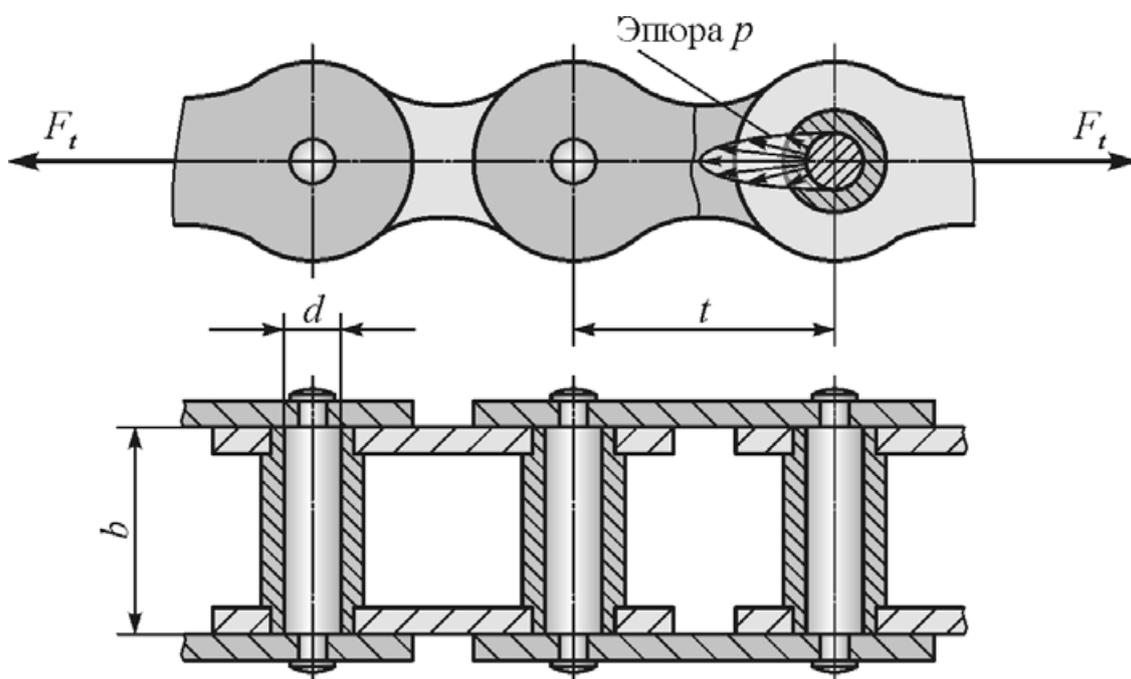


Рис. 2.46. Схема к расчету давления в шарнире цепи

Подставив в формулу (2.29) значения параметров  $F_t$  и  $A$  с учетом формул (2.23), (2.28) и (2.30), выразим из нее шаг цепи:

$$t \geq 600 \sqrt[3]{\frac{K_9 P_1}{z_1 n_1 m_p [p]}}.$$

Вычисленное значение шага округляют до ближайшего значения для стандартных цепей. Далее по формулам (2.24) – (2.27) вычисляют  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $a$  и  $W$ .

### 2.7.7. Силы в ветвях передачи

В ведущей ветви цепи в процессе стационарной работы передачи дей-

ствуется сила  $F_1$ , состоящая из окружной силы  $F_t$  и силы натяжения ведомой ветви  $F_2$ :

$$F_1 = F_t + F_2.$$

Сила натяжения ведомой ветви

$$F_2 = F_0 + F_{ц},$$

где  $F_0$  – натяжение цепи от силы тяжести;

$F_{ц}$  – натяжение от центробежных сил.

Натяжение от силы тяжести при горизонтальном (и близком к нему) положении линии, соединяющей оси звездочек, определяется как для гибкой нерастяжимой нити

$$F_0 = \frac{m_1 g a^2}{8f},$$

где  $m_1$  – погонная масса цепи, кг/м;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$a$  – межосевое расстояние, м;

$f$  – стрела провисания цепи, м.

Натяжение цепи от действия центробежных сил определяют по формуле

$$F_{ц} = m_1 V^2.$$

Расчетная сила, действующая на валы передачи,

$$F_{\Sigma} = k_b F_t,$$

где  $k_b$  – коэффициент, учитывающий массу цепи, для горизонтальной передачи принимают  $k_b = 1,15$ , для вертикальной –  $k_b = 1,05$ .

### 2.7.8. Переменность скорости движения цепи и динамические нагрузки

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, вошедшего последним в зацепление с ведущей звездочкой. Каждое звено ведет цепь при повороте звездочки на один угловой шаг  $\gamma_1$ , а потом уступает место следующему звену.

Скорость ведущей звездочки на делительном диаметре при постоянной частоте вращения ее вала постоянна. Скорость цепи максимальна в положении звездочки, при котором радиус звездочки, проведенный через шарнир, перпендикулярен ведущей ветви цепи:

$$V_{\max} = \omega_1 \frac{d_1}{2}.$$

В произвольном угловом положении звездочки, когда ведущий шарнир

повернется относительно перпендикуляра к ведущей ветви под углом  $\alpha$ , продольная скорость цепи (рис. 2.47)

$$V = V_{\max} \cos \alpha.$$

Угол  $\alpha$  изменяется от 0 до  $\gamma_1/2$ , а продольная скорость цепи при этом циклически изменяется от  $V_{\max}$  до  $V_{\min} = V_{\max} \cos(\gamma_1/2)$ .

Поперечная скорость цепи

$$V_{\perp} = V_{\max} \sin \alpha.$$

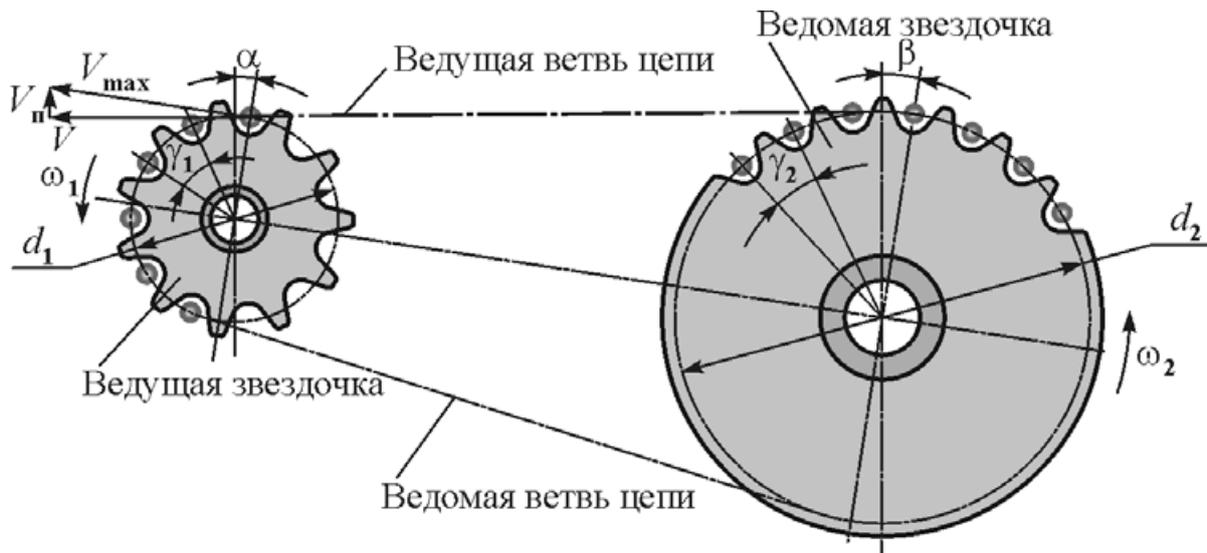


Рис. 2.47. Кинематическая схема цепной передачи

Мгновенная угловая скорость ведомой звездочки

$$\omega_2 = \frac{2V}{d_2 \cos \beta},$$

где  $\beta$  – угол поворота шарнира, примыкающего к ведущей ветви цепи (по отношению к перпендикуляру на эту ветвь), изменяющийся в пределах от 0 до  $\gamma_2/2$ .

Мгновенное передаточное отношение передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \beta}{d_1 \cos \alpha}.$$

Из последней зависимости следует:

- 1) передаточное отношение цепной передачи не постоянно;
- 2) равномерность движения цепи тем выше, чем больше числа зубьев звездочек и соответственно меньше угловые шаги  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ ;

3) равномерность движения цепи можно существенно повысить, если в ведущей ветви будет укладываться целое число звеньев цепи (так называемое синфазное движение).

### 2.7.9. Конструкции звездочек цепных передач

Конструкции звездочек цепных передач представлены на рис. 2.48. Звездочки по конструктивному оформлению аналогичны зубчатым колесам. На рис. 2.48, а и 2.48, б приведены звездочки соответственно для одно- и двухрядной цепей.

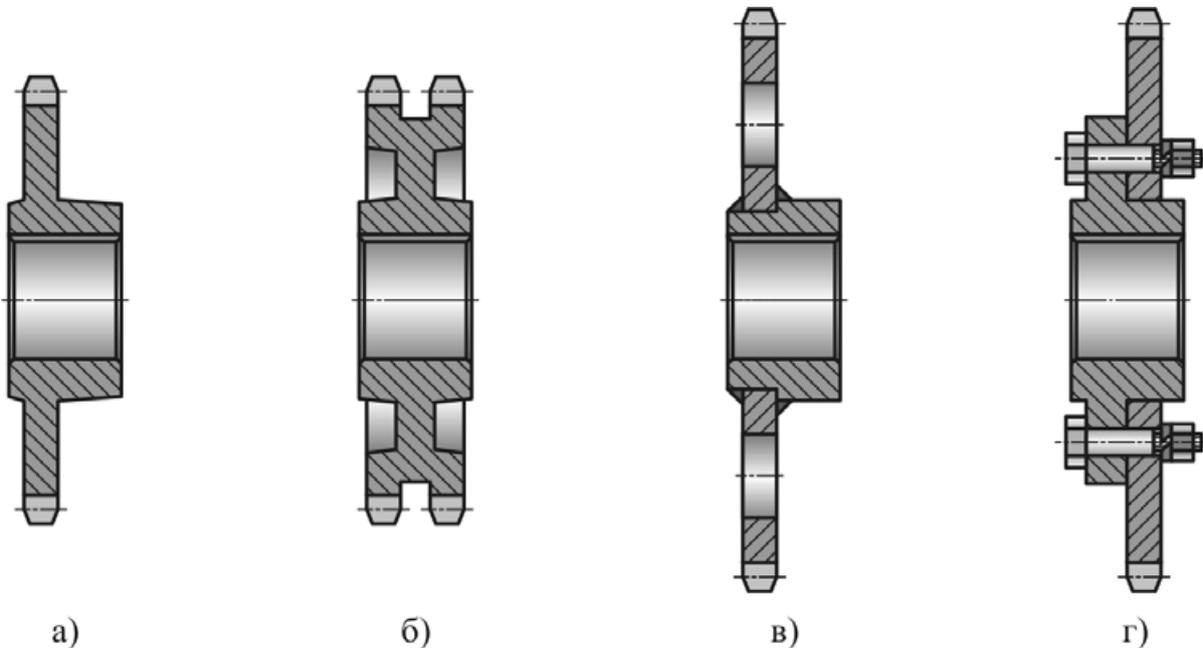


Рис. 2.48. Конструкции звездочек цепных передач

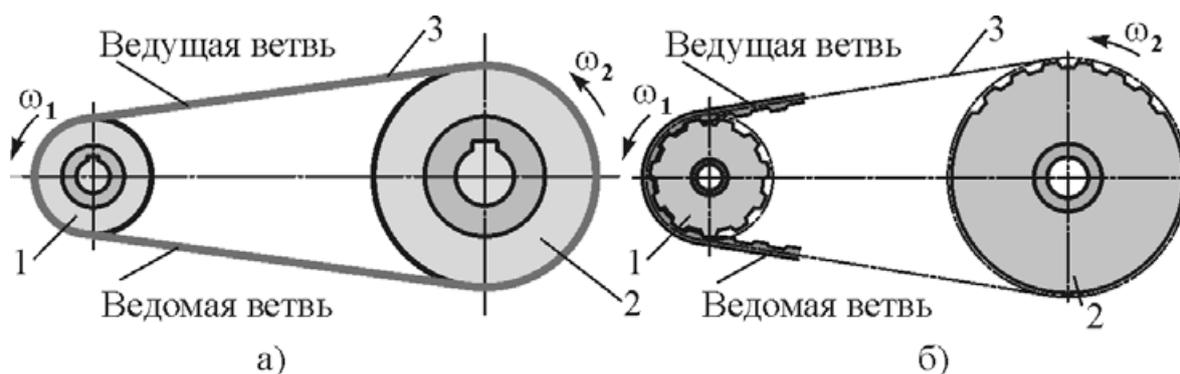
В связи с тем, что зубья звездочек цепных передач имеют относительно небольшую ширину, звездочки нередко изготавливают из диска и ступицы, соединенных сваркой (рис.2.48, в) или болтовым соединением (рис.2.48, г).

## 2.8. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 2.8.1. Общие сведения о ременных передачах

Ременные передачи относятся к механическим передачам с гибкой связью. Ременная передача в простейшем виде содержит ведущий шкив 1 и ведомый шкив 2, охватываемые гибким ремнем 3 (рис. 2.49). По способу передачи движения между ремнем и шкивами различают передачи трением (рис. 2.49, а) и передачи зацеплением (рис. 2.49, б).

В передаче трением вращение от ведущего шкива к ведомому осуществляется силами трения на поверхностях контакта ремня со шкивами, для чего ремень предварительно натягивают. Передачи трением получили основное применение в приводах машин.



**Рис. 2.49. Ременные передачи:**  
а) трением; б) зацеплением

В передаче зацеплением ремень имеет выступы (зубья) на внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями на шкивах. Передачи зацеплением используют там, где требуется жесткая кинематическая связь, то есть недопустимо проскальзывание ремня относительно шкивов. Эта передача получила широкое применение в приводах распределительного вала двигателей внутреннего сгорания, в приводах печатающих устройств, где необходима синхронность движения механизмов.

Ветвь, набегающая на ведущий шкив, является ведущей, она более нагружена, ветвь, сбегаящая с ведущего шкива – ведомая, она менее нагружена.

*Достоинства ременных передач:*

- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- плавность и бесшумность работы;
- простота конструкции и малая стоимость;
- сравнительно высокий КПД, средние значения которого  $\eta = 0,95 \dots 0,96$ .

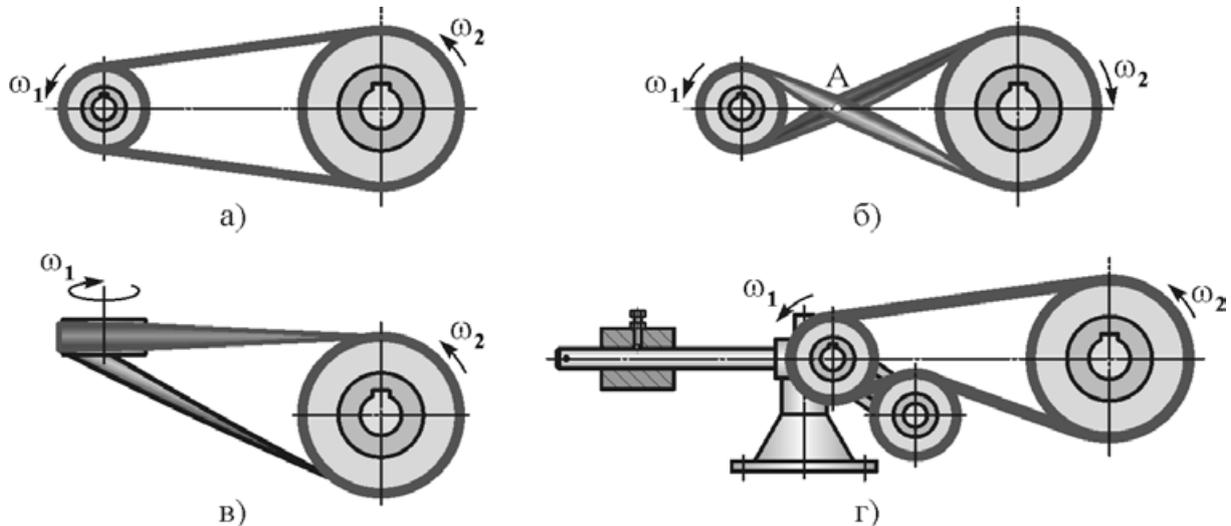
*Недостатки ременных передач:*

- значительные габариты;
- низкая тяговая способность;
- повышенные нагрузки на валы и опоры;
- низкая долговечность ремня (3...5 тысяч часов);
- необходимость натяжения ремня в процессе эксплуатации;
- небольшое передаточное отношение, оптимальное значение  $i = 2 \dots 3$ ;
- непостоянство передаточного отношения (кроме передач с зубчатым ремнем).

Ременные передачи вследствие низкой тяговой способности целесообразно применять в качестве быстроходных передач привода, то есть устанавливать между двигателем и редуктором, что позволяет реализовать при малых силах трения достаточную мощность за счет высокой угловой скорости вала двигателя (см. формулу (2.1)).

## 2.8.2. Схемы ременных передач

Схемы ременных передач трением приведены на рис. 2.50. *Открытая* (простая) передача (рис. 2.50, а) получила основное применение из-за простоты конструкции и надежности работы. Направления вращения ведущего и ведомого шкивов в открытой передаче совпадают.



**Рис. 2.50. Схемы ременных передач трением:**  
а) открытая; б) перекрестная; в) полуперекрестная  
г) с натяжным роликом

*Перекрестная* передача (рис. 2.50, б) имеет большие углы обхвата шкивов ремнем, что увеличивает ее тяговую способность, однако ветви ремня трутся друг о друга в точке А, что снижает долговечность ремня и увеличивает потери на трение. Передачу применяют при необходимости обеспечить противоположные направления вращения шкивов.

*Полуперекрестную* (угловую) передачу (рис. 2.50, в) применяют при необходимости передачи движения между перекрещивающимися осями. Передача является нереверсивной, так как при противоположном указанному на рисунке направлении вращения шкивов ремень соскакивает с малого шкива.

В передаче *с натяжным роликом* (рис. 2.50, г) обеспечивается постоянство натяжения ремня и увеличиваются углы обхвата шкивов ремнем, следствием чего являются:

- увеличение тяговой способности передачи;
- повышение долговечности ремня.

Натяжной ролик устанавливается на ведомой, менее нагруженной ветви, вблизи малого шкива для увеличения угла обхвата его ремнем. Передача является нереверсивной.

Передачи зубчатым ремнем выполняют только открытыми (простыми).

### 2.8.3. Профили ремней

Профили ремней представлены на рис. 2.51. Плоский ремень (рис. 2.51, а) выполняют с поперечным сечением в виде узкого прямоугольника, большая сторона которого является шириной ремня, меньшая – высотой. Плоские ремни обладают большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине, поэтому потери на внутреннее трение в ремне наименьшие, а КПД наибольший ( $\eta \approx 0,96$ ), передача работает плавно, однако тяговая способность плоскоременных передач невелика. Из-за низкой тяговой способности плоскоременные передачи применяют ограниченно.

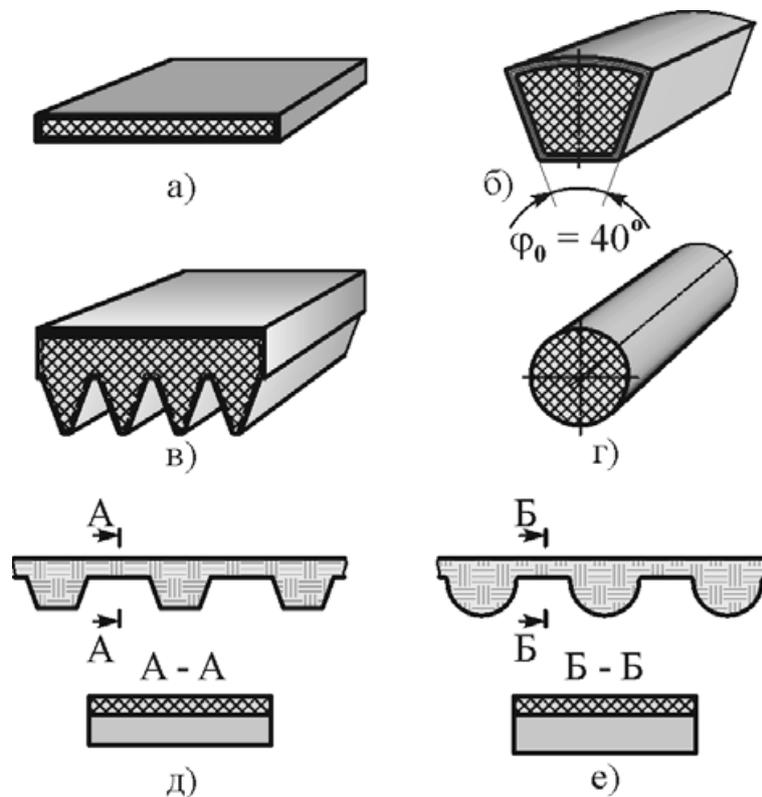


Рис. 2.51. Профили ремней

Клиновые и поликлиновые ремни (рис 2.51, б, в) имеют трапециевидное сечение с углом клина в выпрямленном состоянии  $\varphi_0 = 40^\circ$ . Боковые рабочие стороны ремня соприкасаются с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами и получили в приводах основное применение.

При изгибе ремня на шкивах угол клина ремня несколько уменьшается, поэтому шкивы выполняют с углами клина  $\varphi \leq \varphi_0$ , уменьшая угол с уменьшением диаметра шкива.

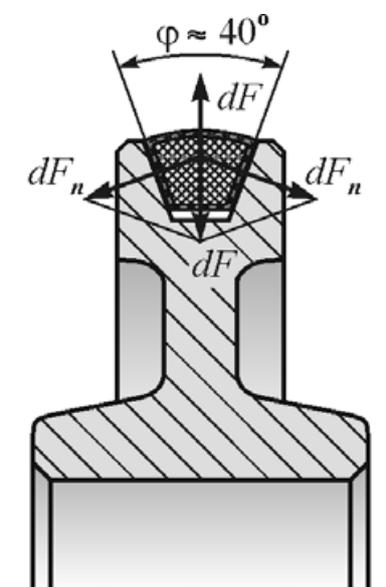
Рассмотрим элементарный участок ремня (рис. 2.52), для которого силу натяжения можно приближенно принять постоянной. Из рисунка видно, что элементарная сила  $dF_n$ , нормальная к поверхности канавки шкива, значительно больше силы натяжения  $dF$ :

$$dF_n = \frac{dF}{2 \sin \frac{\varphi}{2}},$$

тогда элементарная сила трения

$$dF_{\text{тр}} = 2dF_n f = \frac{dF f}{\sin 20^\circ} \approx 3dF f,$$

то есть, клиновые ремни при том же натяжении реализуют примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими.



**Рис. 2.52. Силы, действующие на участок клинового ремня**

В клиновых ремнях из-за большой высоты сечения возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня.

Применение нескольких клиновых ремней в комплекте приводит к неравномерному нагружению ремней из-за отклонений их по длине. Этот недостаток устраняется при применении поликлиновых ремней, сочетающих гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Круглые ремни (рис. 2.51, г) применяют для передачи небольших мощностей в приборах и в бытовой технике.

Зубчатые ремни выполняют с трапецеидальным (рис. 2.51, д) или полукруглым (рис. 2.51, е) профилем зубьев. Полукруглый профиль

обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, более плавный вход зубьев в зацепление.

#### 2.8.4. Материалы плоских приводных ремней

Требования к материалам приводных ремней:

- высокая прочность при переменных напряжениях;
- высокий коэффициент трения со шкивами;
- малая изгибная жесткость.

У большинства современных ремней прочность обеспечивается специальными слоями корда, а повышенный коэффициент трения – пропиткой или обкладками. Несущий слой, расположенный по центру тяжести сечения, имеет высокий модуль упругости.

Материалы плоских ремней приведены на рис. 2.53. Наибольшее применение в общем машиностроении имеют прорезиненные, синтетические и хлопчатобумажные ремни. Кожаные и шерстяные ремни применяют ограниченно из-за дефицитности и невысокой долговечности.



Рис. 2.53. Материалы плоских ремней

Синтетические ремни наиболее перспективны: имеют высокую прочность, долговечность, высокий коэффициент трения, хорошо работают на шкивах малых диаметров, при высоких скоростях, способны передавать большие мощности. Несущий слой этих ремней выполняют из капроновых тканей. Материал фрикционного слоя – полиамид или каучук.

К недостаткам синтетических ремней следует отнести их чувствительность к повышенной влажности и температуре окружающей среды.

Прорезиненные ремни изготавливают кордшнуровыми и кордтканевыми.

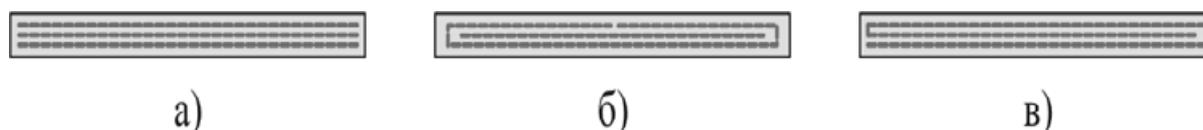
Кордшнуровая конструкция имеет несущий слой в виде одного ряда синтетического кордшнура, расположенного по винтовой линии в резиновом слое, связующей резины и тканевых обкладок. Эти ремни обладают

достаточной эластичностью, прочностью, способностью работать при высоких скоростях.

Кордтканевые ремни состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани–бельтинга, связанных вулканизированной резиной. Кордтканевые ремни выпускают трех типов: А, Б, В.

*Тип А* – нарезные ремни, они состоят из нарезанных соответственно ширине ремня слоев ткани (рис. 2.54, а). Имеют преимущественное применение как более гибкие и работающие при больших скоростях.

*Тип Б* – послойно завернутые, состоящие из центральной прокладки, обернутой кольцевыми слоями ткани со взаимно смещенными стыками. (рис. 2.54, б). Допускают работу в перекрестной передаче.



**Рис. 2.54. Приводные плоские кордтканевые ремни:**  
а) тип А; б) тип Б; в) тип В

*Тип В* – спирально завернутые, выполняемые из одного куска ткани (рис. 2.54, в). Эти ремни более жесткие и требуют шкивов больших диаметров.

Хлопчатобумажные ремни применяют ограниченно в малонагруженных передачах со шкивами малых диаметров.

Шерстяные ремни применяют ограничено при работе в агрессивных средах: при наличии влаги, высокой температуры, масел.

### **2.8.5. Приводные клиновые ремни**

Клиновой ремень состоит из следующих частей (рис. 2.55):

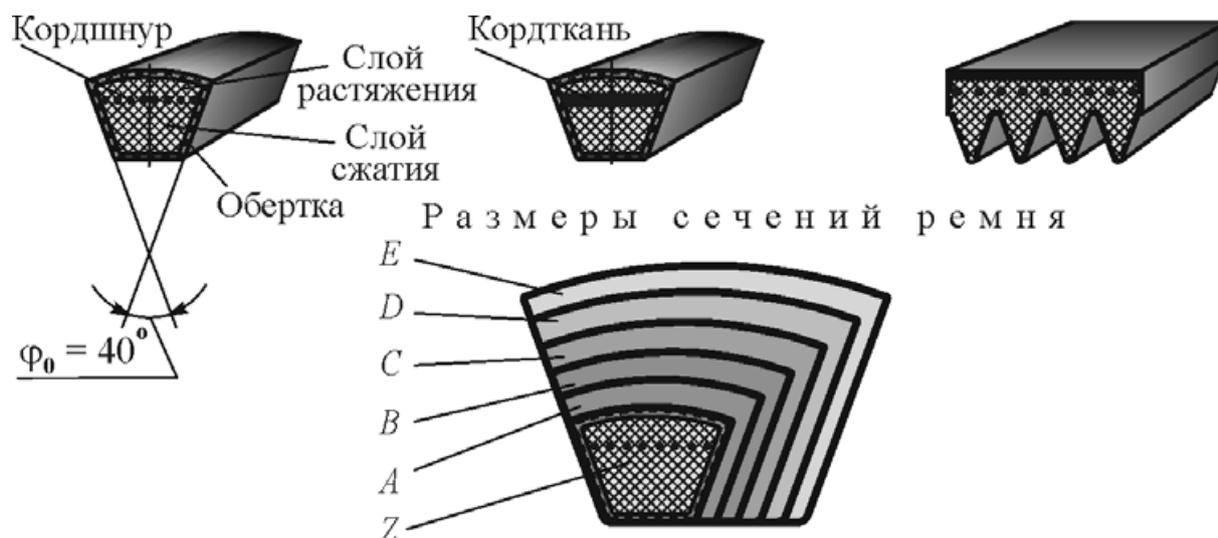
1) корд – основной несущий слой в виде кордшнура (рис. 2.55, а) или кордткани (рис. 2.55, б), расположенный примерно по центру тяжести сечения ремня;

2) резиновые слои растяжения (над кордом) и сжатия (под кордом), придающие ремню форму и малую изгибную жесткость;

3) обертка ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани, намотанной диагонально.

В кордшнуровых ремнях корд состоит из одного слоя шнура, намотанного по винтовой линии и заключенного в слой мягкой резины для уменьшения трения.

Кордшнуровые ремни, как более гибкие и долговечные, применяют для передач, работающих в напряженных условиях.



**Рис. 2.55. Приводные клиновые ремни:**  
 а) кордшнуровой; б) кордтканевый; в) поликлиновой;  
 г) размеры сечений ремня

В кордтканевых ремнях корд выполнен в виде нескольких слоев кордткани. Кордтканевые ремни применимы при нестесненных габаритах, они постепенно вытесняются кордшнуровыми.

Клиновые ремни выпускают трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов). Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5–2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения.

Для вновь проектируемого промышленного оборудования отечественная промышленность выпускает шесть типов приводных клиновых ремней нормальных сечений (см. рис. 2.55), четыре типа узких ремней и три сечения поликлиновых ремней, отличающихся размерами поперечного сечения и тяговой способностью (табл. 2.10). Наибольшее применение в практике находят ремни нормальных сечений Z, A, B, C, однако они постепенно вытесняются узкими и поликлиновыми ремнями.

**Таблица 2.10**

**Обозначение клиновых ремней**

Ремень клиновой	Обозначение сечения в порядке возрастания площади и тяговой способности					
	Z	A	B	C	D	E
Нормального сечения	Z	A	B	C	D	E
Узкий	SPZ	SPA	SPB	SPC	–	–
Поликлиновой	К	Л	М	–	–	–

## 2.8.6. Геометрические зависимости в ременной передаче

Геометрические параметры ременной передачи приведены на рис. 2.56.

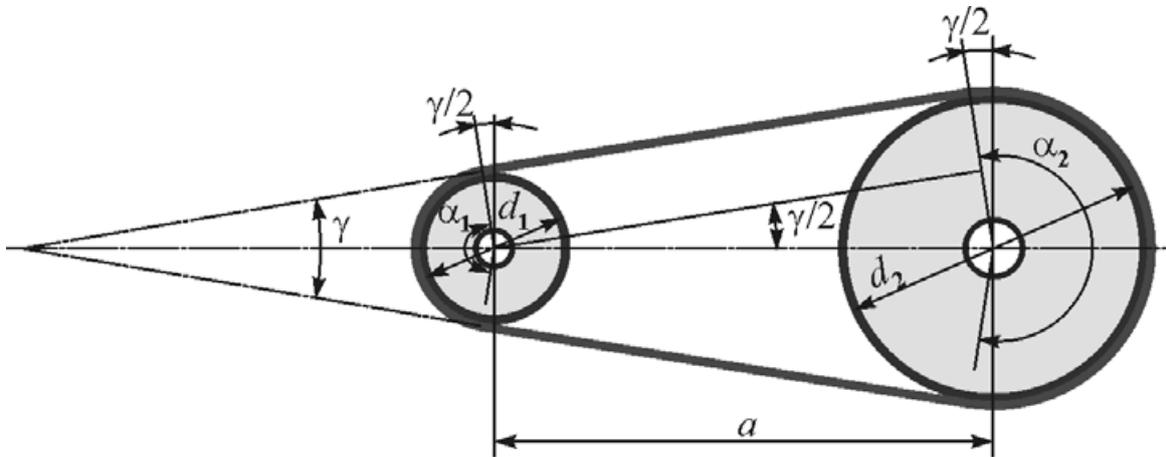


Рис. 2.56. Геометрические параметры ременной передачи

Обозначим:

$a$  – межосевое расстояние передачи, мм;

$d_1$  и  $d_2$  – диаметры меньшего и большего шкивов, мм;

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}, \text{ мм};$$

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы обхвата ремнем меньшего и большего шкивов, радиан;

$\gamma$  – угол между ветвями передачи, радиан.

Из рис. 2.56 следует:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}, \text{ откуда } \gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a}, \quad \alpha_1 = \pi - \gamma \text{ и } \alpha_2 = \pi + \gamma.$$

Для обеспечения достаточной тяговой способности передачи рекомендуется принимать:

– для плоскоремной передачи  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ ;

– для клиноремной передачи  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ .

Длина ремня  $L$  определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}.$$

## 2.8.7. Силы в ременной передаче

### 2.8.7.1. Силы предварительного натяжения ремня

Для создания сил трения ремня о шкивы и обеспечения тяговой спо-

способности передачи ремень предварительно натягивают, создавая в обеих ветвях ремня усилие предварительного натяжения  $F_0$ , Н (рис. 2.57, а).

Натягивают ремень одним из следующих способов:

- 1) перемещением одного из шкивов;
- 2) натяжным (см. рис. 2.50) или оттяжным роликом с автоматическим или периодическим натяжением;
- 3) автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от нагрузки.

### 2.8.7.2. Силы на валы неработающей передачи

Согласно рис. 2.57, а на валы ведущего и ведомого шкивов действуют одинаковые усилия, Н,

$$F_q = 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2}.$$

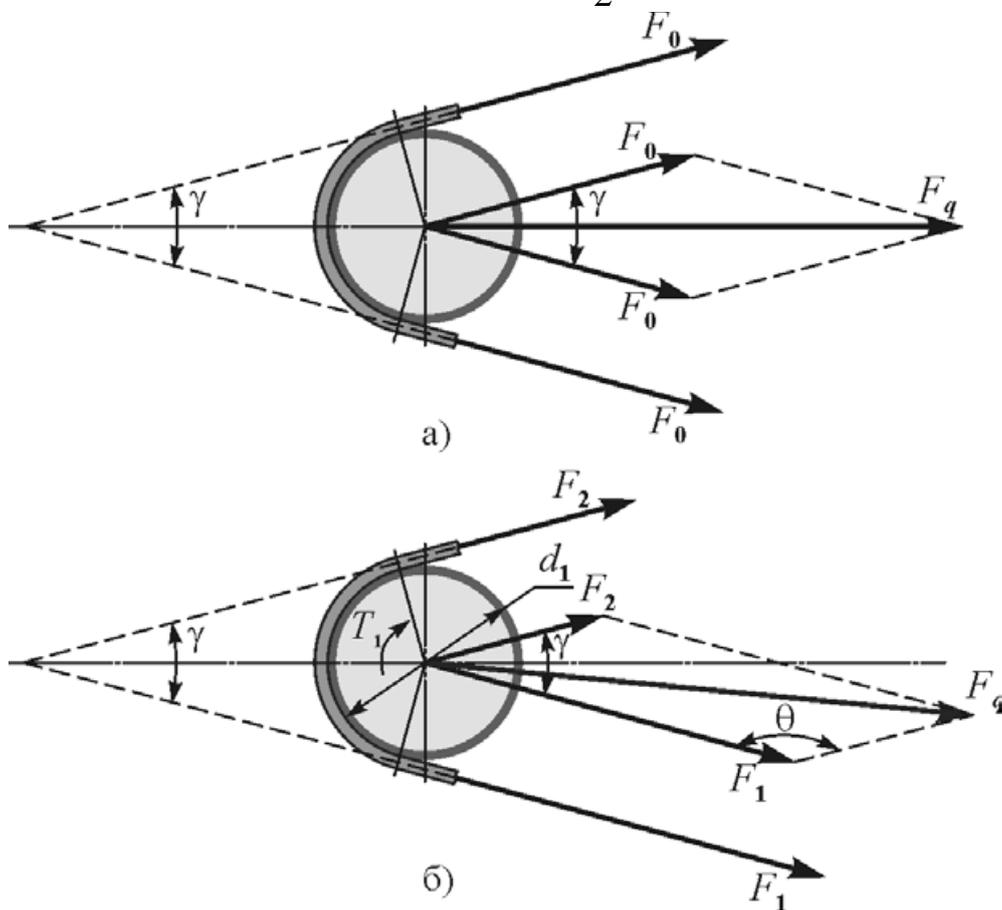


Рис. 2.57. Силы в ременной передаче

### 2.8.7.3. Окружная сила на шкивах

Окружную силу  $F_t$ , Н, выразим через момент на ведущем шкиве  $T_1$ , Н·м:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}.$$

#### 2.8.7.4. Силы в ветвях работающей передачи

При работе передачи ведущая ветвь, набегающая на ведущий шкив, дополнительно нагружается некоторым усилием  $\Delta F$ , ведомая ветвь, сбегаящая с ведущего шкива, на ту же величину  $\Delta F$  разгружается:

Усилие в ведущей ветви, Н,  $F_1 = F_0 + \Delta F$ ;

усилие в ведомой ветви, Н,  $F_2 = F_0 - \Delta F$ ;

Окружная сила  $F_t$  создается за счет разности сил  $F_1$  и  $F_2$ :  $F_t = F_1 - F_2$ .

Решая систему уравнений, получим:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \text{ и } F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2},$$

то есть половина окружной силы нагружает предварительно натянутую ведущую ветвь, вторая половина окружной силы разгружает ведомую ветвь. При  $F_2 = 0$  дальнейшее увеличение нагрузки невозможно, наступает буксование ремня на малом шкиве, у которого меньше угол обхвата ремнем.

#### 2.8.7.5. Силы на валы работающей передачи

Силы на валы работающей передачи определим по теореме косинусов (рис. 2.57, б):

$$F_q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos \theta} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}, \text{ так как } \theta = \pi - \gamma.$$

Силы на валы неработающей и работающей передачи отличаются незначительно как по величине, так и по направлению, поэтому обычно пользуются упрощенной формулой для неработающей передачи.

### 2.8.8. Напряжения в ремне

#### 2.8.8.1. Напряжения от предварительного натяжения ремня

Напряжения растяжения от предварительного натяжения ремня  $\sigma_0$ , МПа, вычисляются по формуле

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \leq [\sigma_0],$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня, мм<sup>2</sup>.

С увеличением силы предварительного натяжения ремня тяговая способность передачи возрастает, но в ущерб долговечности ремня.

На основании опыта эксплуатации ременных передач рекомендуется принимать величину допускаемых напряжений предварительного натяжения:

- для плоских ремней  $[\sigma_0] = 1,8 \dots 2,0$  МПа;
- для клиновых ремней  $[\sigma_0] = 1,2 \dots 1,5$  МПа.

Тогда допускаемая сила предварительного натяжения ремня

$$[F_0] \leq [\sigma_0]A.$$

### 2.8.8.2. Напряжения растяжения в ветвях работающей передачи

От сил  $F_1$  и  $F_2$  в ветвях работающей передачи действуют напряжения растяжения, МПа:

- в ведущей ветви  $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$ ;
- в ведомой ветви  $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$ .

Поскольку силы  $F_1 > F_2$ , то и напряжения  $\sigma_1 > \sigma_2$ .

### 2.8.8.3. Напряжения от окружной силы

Нормальные напряжения от окружной силы  $F_t$  (полезные напряжения):

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{F_1 - F_2}{A} = \sigma_1 - \sigma_2.$$

### 2.8.8.4. Напряжения изгиба ремня на шкивах

Согласно закону Гука напряжения изгиба ремня на шкиве, МПа,

$$\sigma_{и} = E\varepsilon,$$

где  $E$  – модуль упругости материала ремня, МПа;

$\varepsilon$  – относительное удлинение ремня на наружном слое от изгиба.

При изгибе ремня толщиной  $\delta$  на шкиве диаметром  $d$  (рис. 2.58, а) относительное удлинение наружных волокон ремня как изогнутого бруса

$$\varepsilon = \frac{\delta}{d}.$$

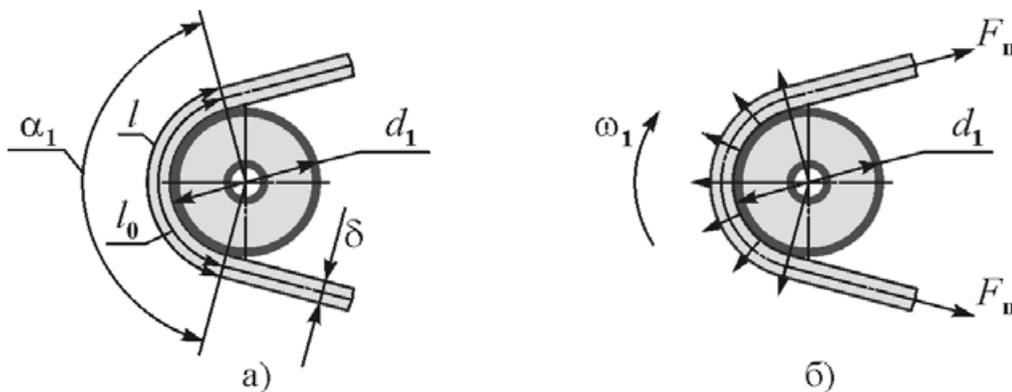


Рис. 2.58. К вопросу расчета напряжений в ремне ременной передачи

С учетом последнего выражения напряжения изгиба на шкивах:

– на малом шкиве  $\sigma_{и1} = E \frac{\delta}{d_1}$ ;

– на большом шкиве  $\sigma_{и2} = E \frac{\delta}{d_2}$ .

Поскольку диаметры  $d_1 < d_2$ , то напряжения  $\sigma_{и1} > \sigma_{и2}$ .

Напряжения изгиба являются основной составляющей напряжений в ремне, возрастая с уменьшением диаметров шкивов.

#### 2.8.8.5. Напряжения от центробежных сил

Центробежные силы возникают в ремне на участках огибания им шкивов, но действуют по всему контуру ремня как растягивающие усилия  $F_{ц}$  (рис. 2.58, б).

Напряжения от центробежных сил вычисляют как во вращающемся кольце, МПа:

$$\sigma_{ц} = 10^{-6} \rho V^2,$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня, кг/м<sup>3</sup>;

$V$  – скорость ремня, м/с.

#### 2.8.8.6. Эюра напряжений в ремне

Эюра напряжений в ремне работающей передачи представлена на рис. 2.59.

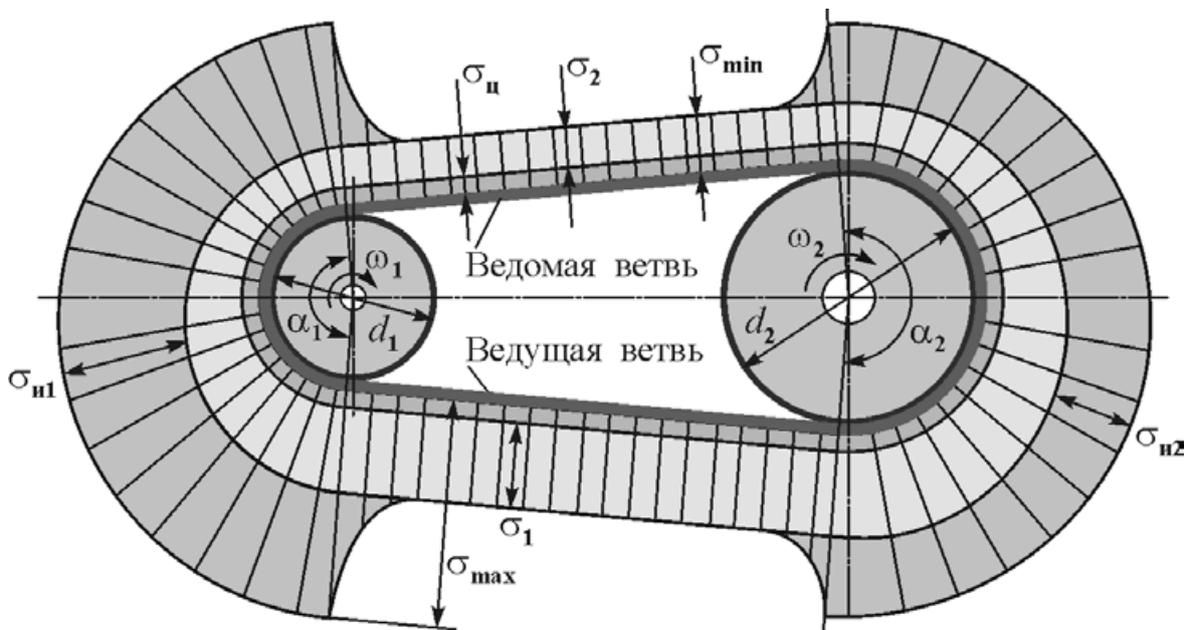


Рис. 2.59. Эюра напряжений в ремне ременной передачи

Напряжения в ремне в процессе работы изменяются от  $\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_{\text{ц}}$  на ведомой ветви до  $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{ил}} + \sigma_{\text{ц}}$  в зоне набегания ремня на ведущий шкив.

### 2.8.9. Упругое скольжение ремня на шкивах

Вследствие разницы напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  и относительных удлинений  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  в ведущей и ведомой ветвях передача работает с неизбежным упругим скольжением: растянутый ремень, огибая ведущий шкив, укорачивается от состояния  $\varepsilon_1$  до состояния  $\varepsilon_2$ , огибая ведомый шкив, удлиняется от состояния  $\varepsilon_2$  до состояния  $\varepsilon_1$ . Относительное упругое скольжение ремня  $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ . Упругое скольжение происходит не по всей дуге обхвата  $\alpha_1$  или  $\alpha_2$ , а на ее части, называемой дугой упругого скольжения (рис. 2.60). На оставшейся части дуги обхвата, называемой дугой покоя, ремень движется совместно со шкивом, без проскальзывания. С увеличением нагрузки дуга упругого скольжения возрастает, а дуга покоя уменьшается. В пределе, когда дуга покоя станет равной нулю, наступает полное буксование ремня. Буксование начинается на малом шкиве, где угол обхвата шкива ремнем меньше.

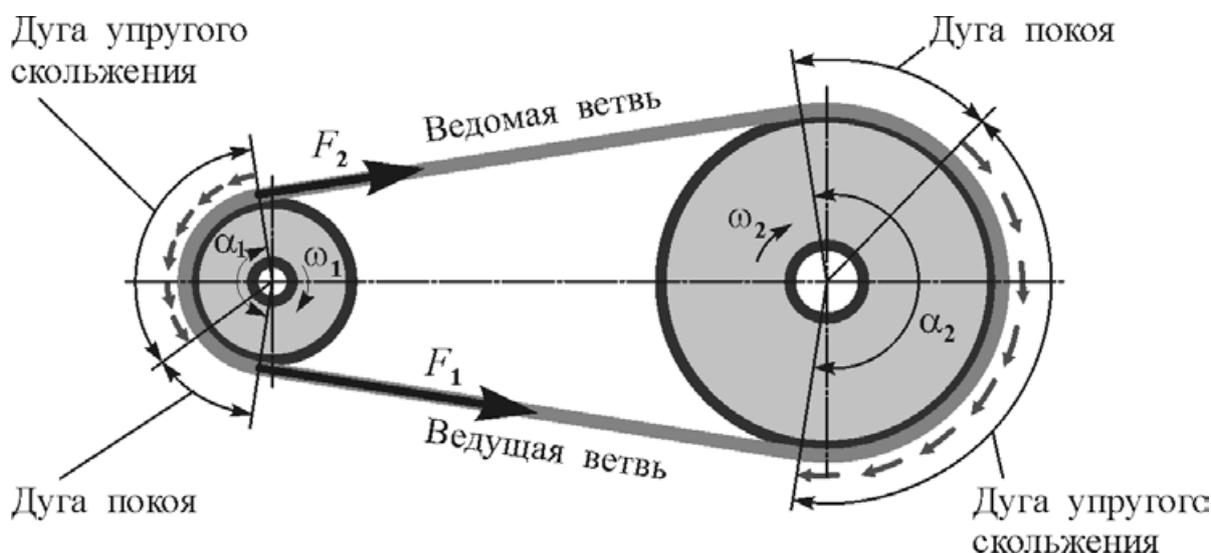


Рис. 2.60. Упругое скольжение ремня на шкивах

### 2.8.10. Кинематика ременной передачи

Окружные скорости на шкивах, м/с,

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \quad \text{и} \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3},$$

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

Вследствие упругого скольжения ремня на шкивах окружная скорость ведомого шкива меньше, чем ведущего:

$$V_2 = (1 - \varepsilon)V_1 \quad \text{или} \quad d_2 n_2 = (1 - \varepsilon)d_1 n_1.$$

Тогда передаточное отношение передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

В ременной передаче передаточное отношение непостоянно: с увеличением нагрузки растет упругое скольжение и несколько увеличивается передаточное отношение передачи. Обычно упругое скольжение находится в пределах  $0,01 \dots 0,02$ .

### 2.8.11. Тяговая способность и КПД ременной передачи

Расчет ременных передач базируется на кривых скольжения, полученных экспериментально и построенных в координатах: *коэффициент тяги*  $\varphi$  – *относительное упругое скольжение ремня*  $\varepsilon$ .

Коэффициент тяги – это отношение окружной силы  $F_t$  (полезная нагрузка) к суммарному натяжению ведущей и ведомой ветвей:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (2.31)$$

Коэффициент тяги характеризует уровень нагруженности передачи и не зависит от ее размеров.

Условия эксперимента:

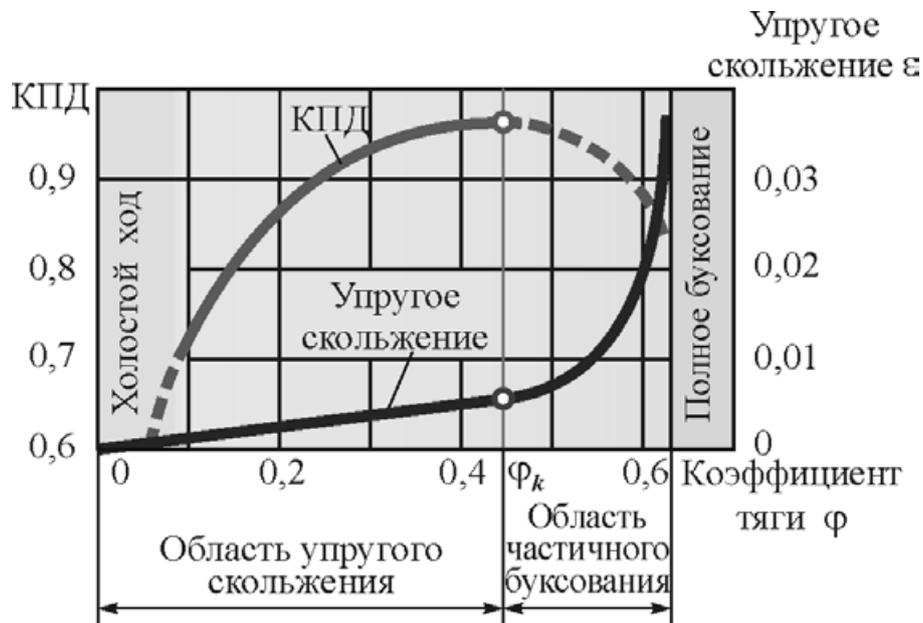
- 1) диаметры шкивов одинаковы:  $d_1 = d_2$ ,  $\alpha_1 = \alpha_2 = \pi$ ,  $\gamma = 0$ ;
- 2) скорость ведущего шкива  $V_1 = 10$  м/с;
- 3) линия центров передачи расположена горизонтально;
- 4) сила предварительного натяжения ремня  $F_0 = [\sigma_0]A = \text{const}$ .

В эксперименте при постоянном предварительном натяжении ремня  $F_0$  повышают полезную нагрузку  $F_t$  и измеряют упругое скольжение ремня  $\varepsilon$ . Строят график зависимости упругого скольжения  $\varepsilon$  и КПД передачи от коэффициента тяги  $\varphi$  (рис. 2.61).

С увеличением нагрузки до некоторого критического значения  $\varphi = \varphi_k$  скольжение вызывается упругими деформациями ремня, которые пропорциональны нагрузке, и имеет прямолинейный характер – это область упругого скольжения ремня. При  $\varphi = \varphi_k$  КПД передачи достигает наибольшего значения вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода, что говорит о целесообразности работы передачи в зоне  $\varphi = \varphi_k$ .

При дальнейшем увеличении нагрузки прямая пропорциональность

нарушается, происходит частичное буксование ремня со снижением КПД передачи, суммарное скольжение возрастает и при некотором предельном коэффициенте тяги  $\varphi = \varphi_{\max}$  наступает полное буксование ремня.



**Рис. 2.61. Тяговая способность и КПД ременной передачи**

Отношение  $\varphi_{\max}/\varphi_k = 1,15 \dots 1,40$ , зависит от материала ремня и характеризует перегрузочную способность передачи. Работа передачи в области частичного буксования связана с повышенным износом ремня, потерей скорости и допустима только при кратковременных перегрузках.

Перейдя от напряжений  $\sigma_0$  и  $\sigma_t$  к допускаемым напряжениям  $[\sigma_0]$  и  $[\sigma_t^0]$  при оптимальном значении  $\varphi = \varphi_k$ , полученном в эксперименте, из формулы (2.36) найдем:

$$[\sigma_t^0] = 2[\sigma_0]\varphi_k.$$

Данные экспериментов сводят в таблицы. В реальных условиях эксплуатации, отличных от условий эксперимента, влияние параметров и условий работы учитывают корректирующими коэффициентами и расчетные допускаемые полезные напряжения вычисляют по формуле

$$[\sigma_t] = [\sigma_t^0]C_0C_pC_\alpha C_v,$$

где  $C_0$  — коэффициент, учитывающий условия натяжения ремня и угол наклона линии центров передачи к горизонту;

$C_p$  — коэффициент режима работы передачи;

$C_\alpha$  — коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата малого шкива  $\alpha_1$ , с уменьшением которого тяговая способность передачи понижается;

$C_v$  – коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежных сил.

## 2.8.12. Проектирование ременных передач

Ременные передачи рассчитывают по тяговой способности с использованием кривых скольжения. Долговечность ремня учитывают при выборе диаметра меньшего шкива, межосевого расстояния и величины предварительного натяжения ремня.

### 2.8.12.1 Проектирование плоскоремennых передач

Диаметр малого шкива  $d_1$  определяют по формуле М.А. Саверина

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \text{ мм,}$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве, кВт;

$n_1$  – частота вращения ведущего шкива, мин<sup>-1</sup>.

Оптимальное значение межосевого расстояния передачи без автоматического натяжения ремня  $a_{\text{опт}} = 2(d_1 + d_2)$ .

Для передачи с натяжным роликом  $a_{\text{опт}} = (0,7 \dots 1,2)(d_1 + d_2)$ .

Потребную площадь сечения ремня находят из тягового расчета:

$$A \geq \frac{F_t}{[\sigma_t]}$$

Толщину ремня  $\delta$  назначают в соответствии с минимально допустимым отношением  $d_1 / \delta$  для данного материала ремня.

При выбранной толщине ремня  $\delta$  вычисляют потребную ширину ремня

$$b \geq \frac{A}{\delta}$$

Интенсивность разрушения ремня оценивают по числу пробегов ремня в секунду:

$$\lambda = \frac{V_1}{L} \leq [\lambda] = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Для передачи с натяжным роликом принимают  $[\lambda] = 10 \text{ с}^{-1}$ .

### 2.8.12.2 Проектирование клиноремennых передач

В связи с ограниченным типоразмером клиновых ремней расчет клиноремennых передач упрощен.

По таблице или диаграмме выбирают рекомендуемый профиль ремня в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения ведущего

шкива. Задача многовариантна, рекомендуется выбрать 2...3 профиля и провести для них расчеты с последующим выбором оптимального варианта.

На графиках или в таблицах приведены мощности  $P_0$ , кВт, передаваемые одним ремнем в типовых условиях. В реальных условиях эксплуатации мощность, передаваемую одним ремнем, вычисляют по формуле

$$P = P_0 C_p C_\alpha C_L C_i,$$

где  $C_L$  – коэффициент, учитывающий длину ремня;

$C_i$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения на долговечность ремня.

В клиноременной передаче влияние условия натяжения и положения линии центров передачи к горизонту, а также центробежных сил не учитывают вследствие их слабого влияния и принимают  $C_0 = 1$  и  $C_v = 1$ .

Число ремней

$$z \geq \frac{P_1}{PC_z},$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве передачи, кВт;

$C_z$  – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между ремнями, вводимый при  $z > 1$ .

Интенсивность разрушения ремня оценивают по числу пробегов ремня в секунду:

$$\lambda = \frac{V_1}{L} \leq [\lambda] = 10 \text{ с}^{-1}.$$

### 2.8.12.3 Проектирование передач зубчатым ремнем

Для ремня трапецеидальной формы определяют модуль по формуле

$$m = 35 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \text{ мм.}$$

Модуль согласуют по стандарту.

Число зубьев малого шкива  $z_1$  назначают по таблице в зависимости от модуля и частоты вращения шкива.

Делительные диаметры шкивов, мм:

$$d_1 = mz_1 \text{ и } d_2 = mz_2.$$

Межосевое расстояние, мм

$$a \geq 0,5(d_1 + d_2) + C_m,$$

где  $C_m$  – коэффициент, принимаемый:  $C_m = 2m$  при  $m = 1 \dots 5$  мм;

$$C_m = 3m \text{ при } m > 5 \text{ мм.}$$

Ширина ремня, мм,

$$b = \frac{F_p \psi}{z_0 h [p]},$$

где  $F_p$  – расчетная сила, передаваемая ремнем, Н,  $F_p = \frac{10^3 P_1}{V_1 C_p}$ ;

$V_1$  – окружная скорость ведущего шкива, м/с;

$\psi$  – коэффициент неравномерности распределения окружной силы между зубьями из-за ошибок изготовления по шагу,  $\psi = 1,1 \dots 1,2$ ;

$z_0$  – число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом,

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha_1}{2\pi};$$

$h$  – высота зуба ремня, мм;

$[p]$  – допускаемое давление на зубьях ремня.

### 2.8.13. Шкивы ременных передач

Конструкции шкивов ременных передач представлены на рис. 2.62.

На рис. 2.62, а приведены конструкции шкивов плоскоремennых передач, на рис. 2.62, б – клиноремennых передач и на рис. 2.62, в – шкивы передач зубчатым ремнем. Общими элементами шкивов являются: обод – часть шкива, несущая ремень; ступица – предназначенная для посадки шкива на вал; диск или спицы, соединяющие обод со ступицей.

Конструкцию обода определяет тип ремня, его профиль.

В плоскоремennой передаче для предотвращения сползания ремня со шкивов рекомендуется рабочую поверхность большего шкива выполнять выпуклой.

Форму ступицы, диска и спиц выбирают в зависимости от геометрических размеров шкива, его материала и способа изготовления. Шкивы малых диаметров до 200 мм выполняют с плоским диском, при диаметре шкива 200...300 мм диск конструируют в виде конуса, шкивы диаметром более 300 мм – со спицами. Диски выполняют сплошного сечения или с облегчающими отверстиями.

Шкивы изготавливают:

- литыми чугунными;
- стальными сварными;
- литыми из легких сплавов и пластмасс.

Литые чугунные шкивы применяют в серийном производстве при скорости  $V \leq 30$  м/с, стальные сварные конструкции применяют в индивидуальном производстве, шкивы из легких сплавов и пластмасс весьма перспективны для быстроходных передач.

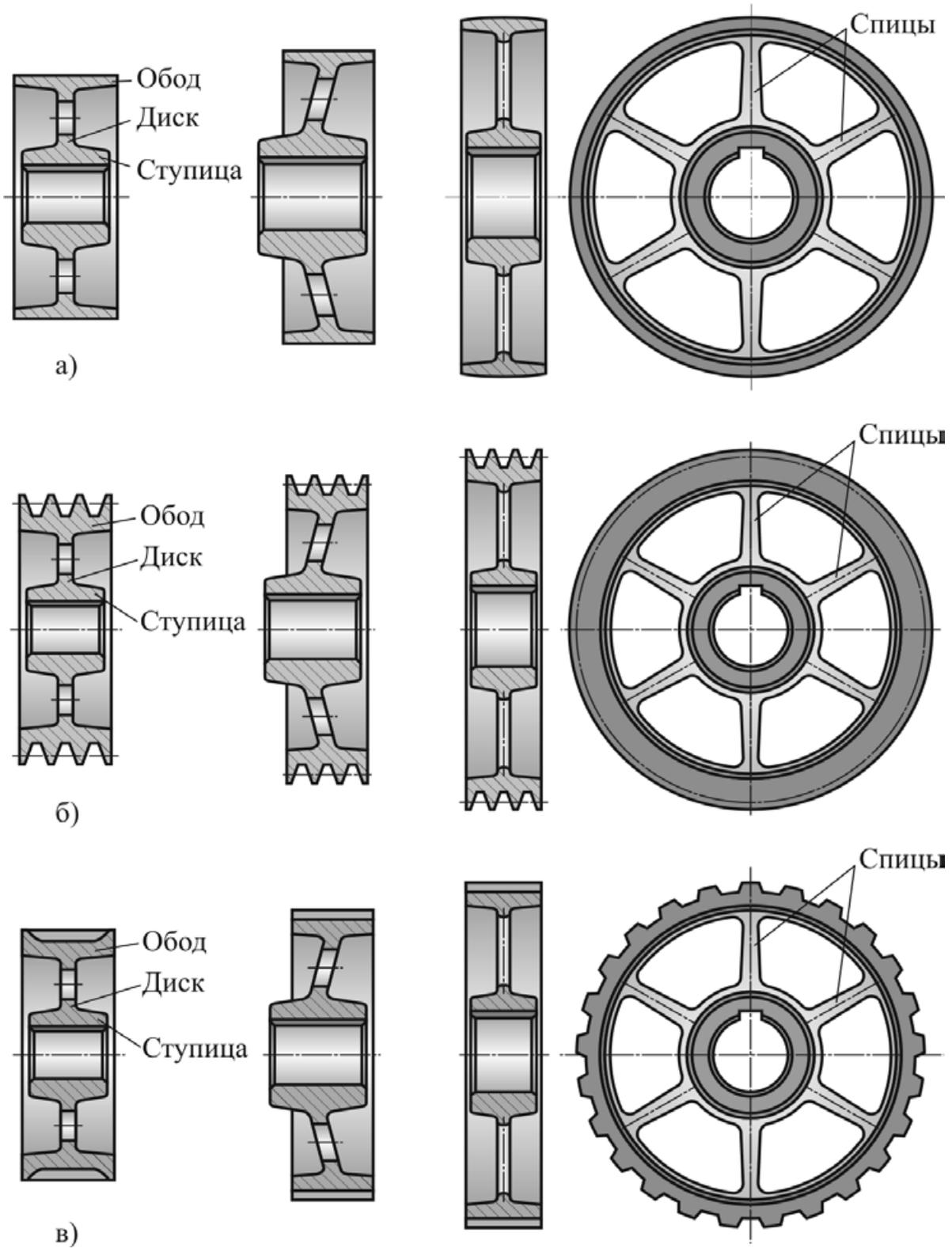


Рис. 2.62. Шкивы ременных передач

### 3. ВАЛЫ И ОСИ

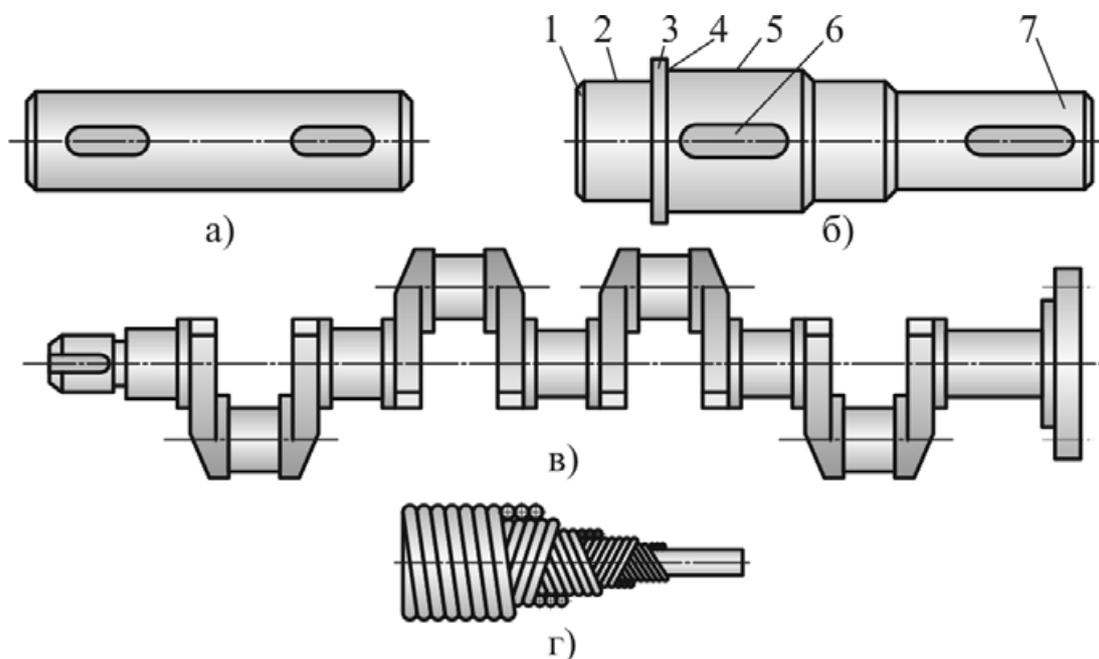
#### 3.1. Назначение и конструкции валов и осей

Валы и оси предназначены для поддержания посаженных на них деталей (зубчатых и червячных колес, шкивов ременных передач, звездочек цепных передачи и др.) и передачи от них нагрузки на опоры. Лишь небольшая часть валов (гибкие валы, часть торсионных валов) не поддерживают детали.

Вал отличается от оси тем, что вал передает вращающий момент, ось только поддерживает детали. Таким образом, ось можно считать частной разновидностью вала, поэтому в дальнейшем будем рассматривать только валы.

По форме геометрической оси валы подразделяют на:

- прямолинейные (рис. 3.1, а, б);
- коленчатые (рис. 3.1, в);
- гибкие (рис. 3.1, г).



**Рис. 3.1. Конструкции валов:**  
а) гладкий; б) ступенчатый; в) коленчатый; г) гибкий

Прямолинейные валы по форме продольного сечения могут быть: постоянного диаметра (гладкие) (см. рис. 3.1, а), ступенчатые (см. рис. 3.1, б), переменного сечения (фасонные), с фланцами.

По форме поперечного сечения валы бывают круглые, зубчатые, со шпоночным пазом или шлицами, полые, с отверстием, профильные.

Гладкие валы более технологичны, однако из-за сложности осевого фиксирования деталей их применяют ограниченно.

Основное применение имеют ступенчатые валы. Полые валы применяют при жестких требованиях к материалоемкости или при необходимости размещения внутри валов других деталей.

Конструктивные элементы вала (см. рис. 3.1, б): 1 – фаска; 2 – цапфа; 3 – бурт; 4 – галтель; 5 – посадочная поверхность под деталь; 6 – шпоночный паз; 7 – концевой участок вала.

*Фаска*  $s \times 45^0$ , центрирует деталь при посадке на вал, а также устраняет острые грани. Иногда угол принимают менее  $45^0$  для лучшего направления детали.

*Цапфа* – опорная часть вала. Цапфы различают: *шип*, *шейка*, *пята*, *гребень* (рис. 3.2).

*Шип* – концевая опорная часть вала. Основное применение получили цилиндрические шипы как более технологичные (рис. 3.2, а), однако встречаются и конические шипы (рис. 3.2, б), позволяющие фиксировать вал в конических подшипниках скольжения и регулировать в них зазор осевым перемещением подшипника.

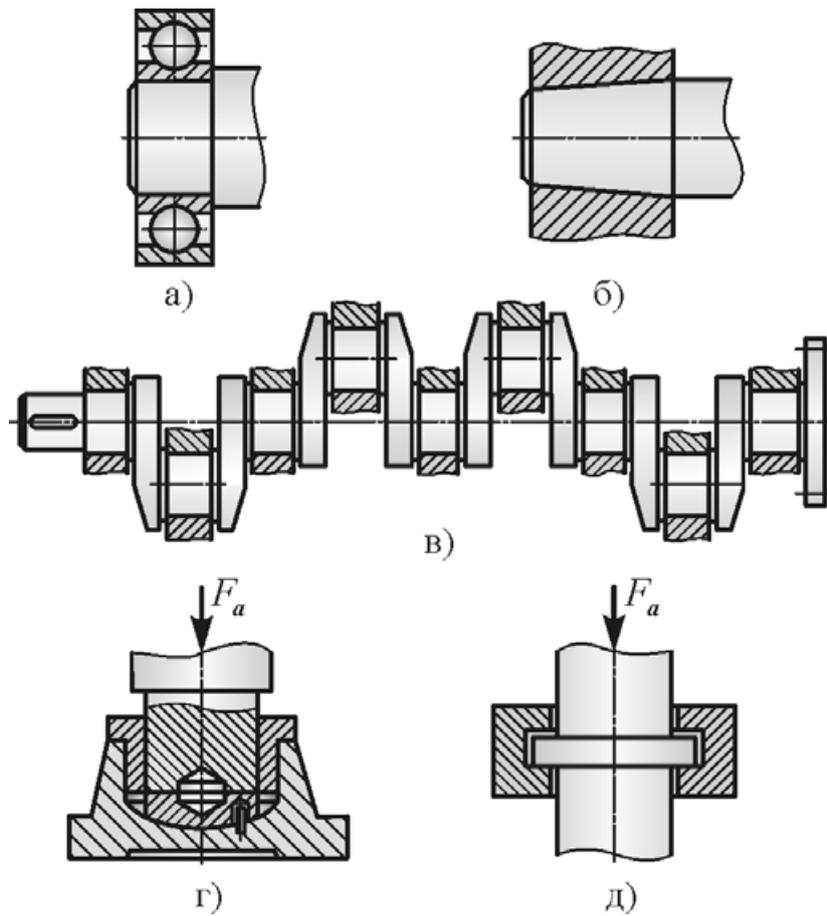
*Шейка* – промежуточная опора вала (рис. 3.2, в). Шейки широко применяются как промежуточные опоры многоопорного коленчатого вала.

*Пята* и *гребень* предназначены для восприятия осевой нагрузки (рис. 3.2, г, д).

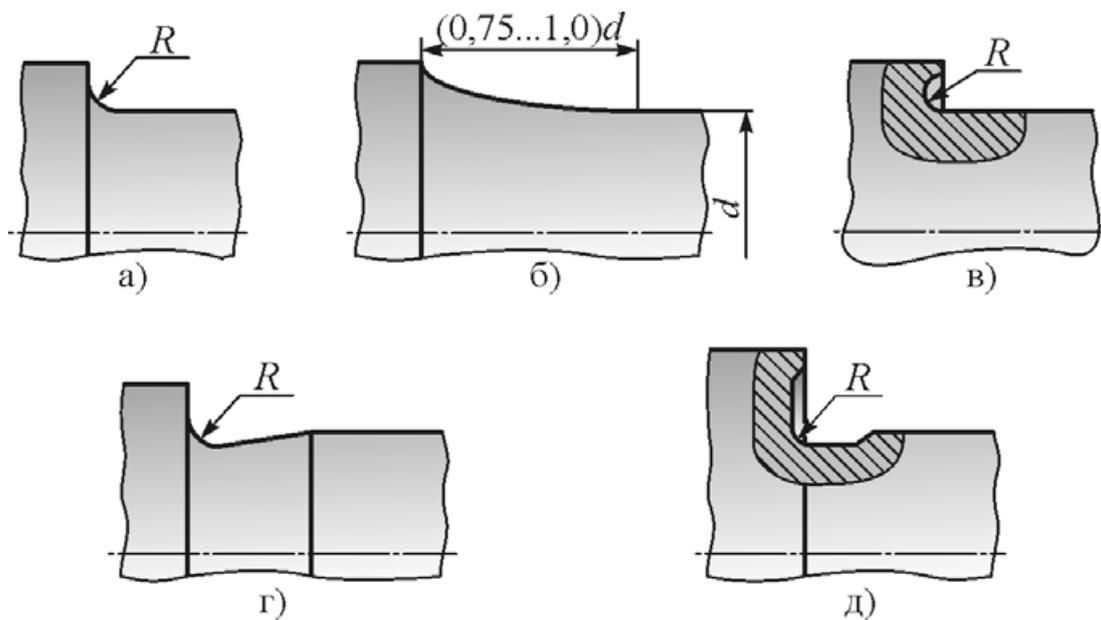
*Бурт* – фиксирует детали на валу в осевом направлении и обеспечивает переход от одного диаметра к другому.

*Галтель* – переходный участок от одной поверхности к другой. Форма переходного участка между соседними ступенями разных диаметров оказывает существенное влияние на прочность, выносливость и надежность валов. Формы переходных участков валов выполняют следующих типов (рис. 3.3):

- 1) постоянного радиуса  $R$  (рис. 3.3, а) – наиболее распространенная форма переходной поверхности. С увеличением радиуса  $R$  снижается концентрация напряжений в этой зоне, однако этот радиус ограничивается размером фаски посаженной на вал детали. Недостатком такой формы галтели является опасность прижога в этой зоне при шлифовании цилиндрической посадочной поверхности, что может существенно снизить усталостную прочность вала;
- 2) галтель переменного радиуса (рис. 3.3, б) – существенно снижает концентрацию напряжений, однако применяется в особых случаях из-за большой длины переходного участка;



**Рис. 3.2. Конструкции цапф:**  
 а) и б) – шипы; в) – шейки; г) – пята; д) – гребень



**Рис. 3.3. Переходные поверхности валов**

- 3) галтель с поднутрением (рис. 3.3, в) – разгрузочная выточка существенно снижает концентрацию напряжений, однако несколько сложна в изготовлении;
- 4) канавки для выхода шлифовального круга (рис. 3.3, г, д) – при наружном шлифовании по цилиндру используют канавку по рис. 3.3, г, при одновременном шлифовании по цилиндру и торцу – по рис. 3.3, д. В этих конструкциях исключается опасность прижога при шлифовании.

Посадочные поверхности предназначены для посадки деталей на вал. В шпоночный паз вставляют шпонку, назначение которой – передать вращающий момент между валом и деталью.

Концевые участки валов выполняют цилиндрическими или коническими. Параметры концевых участков валов стандартизованы.

Цилиндрические концы валов проще в изготовлении, но необходимость установки на них деталей с натягом вызывает определенные затруднения при сборке и разборке соединения. Конические концы валов сложнее в изготовлении, однако, облегчают сборку-разборку узла и обеспечивают более точное центрирование деталей на валу.

Коленчатые валы применяют при необходимости преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот (поршневые компрессоры).

Гибкие валы предназначены для передачи вращающего момента:

- при значительном расстоянии между двигателем и потребителем (привод спидометра автомобиля);
- при переменном расстоянии между двигателем и потребителем (машинка для стрижки овец).

### **3.2. Материалы валов и осей**

Основными материалами валов и осей являются углеродистые и легированные стали, обеспечивающие высокую прочность и жесткость. Выбор марки стали и термообработки определяется основным критерием работоспособности вала или оси.

Для валов и осей, диаметры которых определяются, в основном, жесткостью, а не прочностью, применяют углеродистую сталь обыкновенного качества Ст5 по ГОСТ 380-2005 без термообработки. К этой категории относят трансмиссионные валы, передающие небольшие моменты при значительном расстоянии между опорами.

Для валов и осей, диаметры которых определяются, в основном, прочностью, применяют среднеуглеродистые стали. Валы общего назначения небольших и средних размеров обычно изготавливают из качественной стали 45 по ГОСТ 1050-88. Для валов большого диаметра, а

также в ответственных конструкциях применяют легированные стали 40Х, 30ХГСА, 40ХН и другие по ГОСТ 4543-71.

Основным видом термообработки валов и осей, изготавливаемых из среднеуглеродистых сталей, является *улучшение* до твердости Н=280...320 НВ для валов небольших и средних диаметральных размеров и до Н=240...280 НВ – при больших диаметрах в связи с их худшей прокаливаемостью.

Среднеуглеродистые улучшенные стали обеспечивают высокую прочность и сравнительно небольшую чувствительность к концентрации напряжений.

Поверхности под манжеты и посадочные поверхности валов часто закаливают до высокой твердости Н = 48...55 HRC с нагревом ТВЧ.

Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, должны иметь высокую твердость цапф Н = 58...63 HRC для обеспечения высокой износостойкости. Такие валы изготавливают из малоуглеродистых *цементируемых* легированных сталей 20Х, 18ХГТ по ГОСТ 4543-71 с последующей закалкой до высокой твердости. Эти же стали применяют при изготовлении шестерни заодно с валом (вал-шестерня) при применении химико-термических упрочнений зубчатых колес.

В качестве заготовки для стальных валов диаметров до 150 мм используют круглый прокат, для валов большего диаметра и фасонных валов – поковки, коленчатые валы сложной формы отливают из высокопрочного или ковкого чугуна.

Валы и оси подвергают токарной обработке и последующему шлифованию посадочных поверхностей. Высоконапряженные валы шлифуют по всем поверхностям для повышения их усталостной прочности.

### **3.3. Критерии работоспособности валов и осей**

Основные критерии работоспособности валов и осей:

- *прочность*;
- *жесткость*;
- *виброустойчивость*.

Большинство валов современных быстроходных машин разрушаются по причине потери усталостной прочности. Усталостные разрушения составляют до 40...50 % случаев выхода валов из строя. При работе с большими перегрузками может проявляться малоцикловая усталость.

Для тихоходных высоконагруженных валов из улучшенных сталей с высоким отпуском основным критерием может быть также статическая несущая способность при пиковых перегрузках.

Совместная работа валов с деталями передач и подшипниками приводит к необходимости расчета валов по критерию жесткости, а для валов быстроходных машин – по критерию виброустойчивости.

### **3.4. Расчеты валов и осей на прочность**

#### **3.4.1. Общие указания**

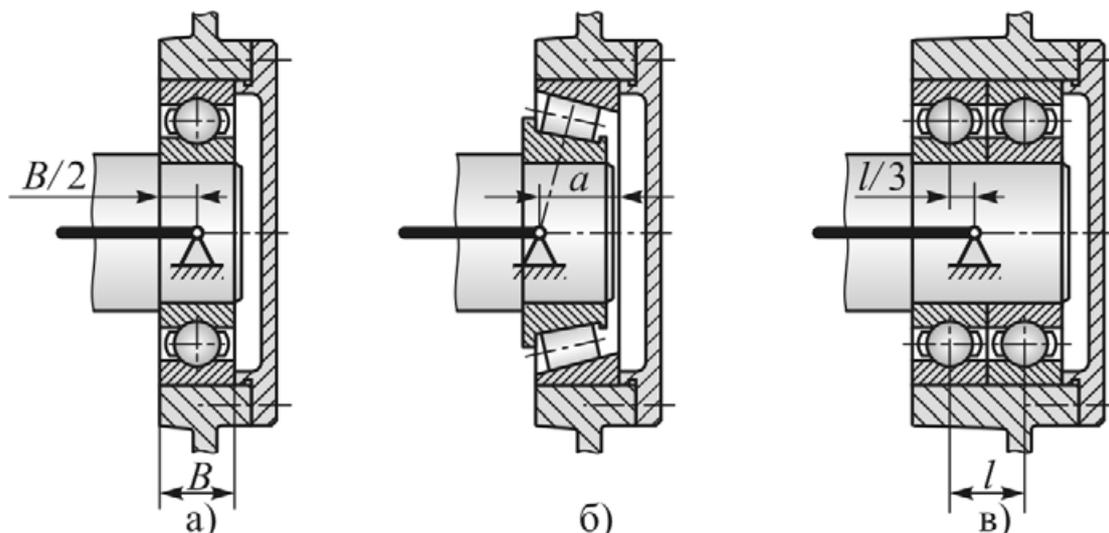
Конструирование и расчеты на прочность валов и осей неразрывно взаимосвязаны. При разработке конструкции валов и осей применяют метод последовательных приближений. Первым этапом является определение ориентировочных значений диаметров и разработка первого варианта конструкции (эскизный проект). На втором этапе составляют расчетную схему и проводят расчет на статическую прочность с уточнением конструкции вала. Далее проводят проверочный расчет на усталостную прочность и уточняют конструкцию вала. На последнем этапе проводят, по мере необходимости, дополнительные расчеты на жесткость, вибростойкость и разрабатывают окончательный вариант конструкции вала (технический проект), отвечающий всем критериям работоспособности вала с учетом требований технологичности, экономичности и др.

#### **3.4.2. Расчетные схемы валов и осей**

Валы и вращающиеся оси обычно рассчитывают как балки на шарнирных опорах. У валов, вращающихся в радиальных подшипниках качения, установленных по одному в опоре (рис. 3.4, а), шарнирную опору располагают на середине ширины подшипника.

При применении радиально-упорных подшипников качения шарнир размещают на пересечении оси вала с нормалью, проведенной через середину контактных площадок тел качения с дорожкой качения наружного кольца подшипника (рис. 3.4, б). Расстояние  $a$  между шарниром и торцом подшипника может быть определено графически или аналитически.

У валов, вращающихся в подшипниках качения, установленных по два в опоре, основные реакции воспринимаются подшипниками, расположенными со стороны нагруженного пролета. Внешние подшипники нагружены значительно меньше. Поэтому условные шарнирные опоры следует располагать на одной трети расстояния между телами качения одной опоры ближе к внутренним подшипникам (рис. 3.4, в).



**Рис. 3.4. Расчетные схемы опор валов и осей:**

- а) подшипники радиальные однорядные;
- б) подшипники радиально-упорные;
- в) два подшипника в опоре

При расчетах обычно принимают, что нагрузки от посаженных на вал деталей передаются в виде сил и моментов на середине опорной поверхности.

### 3.4.3. Предварительное определение диаметра вала

На этом этапе проектирования валов обычно известными параметрами являются вращающие моменты, силы в передачах и геометрические размеры передач. Однако линейные размеры валов для расчета изгибающих моментов и определения диаметров валов по эквивалентному моменту не определены.

При относительно небольшом влиянии изгиба для оценки среднего диаметра вала используют условный расчет на кручение при пониженных допускаемых напряжениях. Из условия прочности на кручение (см. формулу (1.5) диаметр вала определим по зависимости

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}$$

где  $T$  – вращающий момент на валу, Н·м;

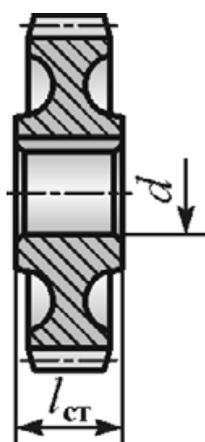
$[\tau]$  – условные допускаемые напряжения при кручении, обычно принимают  $[\tau] = 15 \dots 30$  МПа, увеличивая в приводе от быстроходного вала к тихоходному на 5...6 МПа, так как с увеличением вращающего момента его влияние на величину диаметра вала становится преобладающим.

Диаметр выходного конца быстроходного вала редуктора, непосредственно соединяемого с валом двигателя через муфту, целесообразно согласовать с диаметром вала двигателя  $d_1$ , приняв  $d \approx (0,8 \dots 1,2)d_1$  или принять заниженные допускаемые напряжения  $[\tau] = 6 \dots 8$  МПа для получения того же результата.

Диаметр оси на этом этапе можно оценить из расчета на изгиб, занижая допускаемые напряжения.

После предварительного определения диаметра вала или оси разрабатывают в первом приближении конструкцию вала или оси, то есть выполняют эскизный проект с составлением расчетной схемы.

Длину ступиц посаженных на вал деталей определяют из условия устойчивой их посадки по эмпирическим зависимостям (рис. 3.5):



**Рис. 3.5. К вопросу о длине ступицы деталей передач**

$l_{ст} = (0,8 \dots 1,2)d$  – для стальной ступицы зубчатого колеса;

$l_{ст} = (1,5 \dots 1,6)d$  – для чугунной ступицы червячного колеса.

Ширину подшипников ориентировочно определяют по каталогу, задавшись диаметром посадки подшипников на вал.

Более подробно эскизная проработка конструкции описана в работах [3, 4].

#### **3.4.4. Расчет валов на статическую прочность**

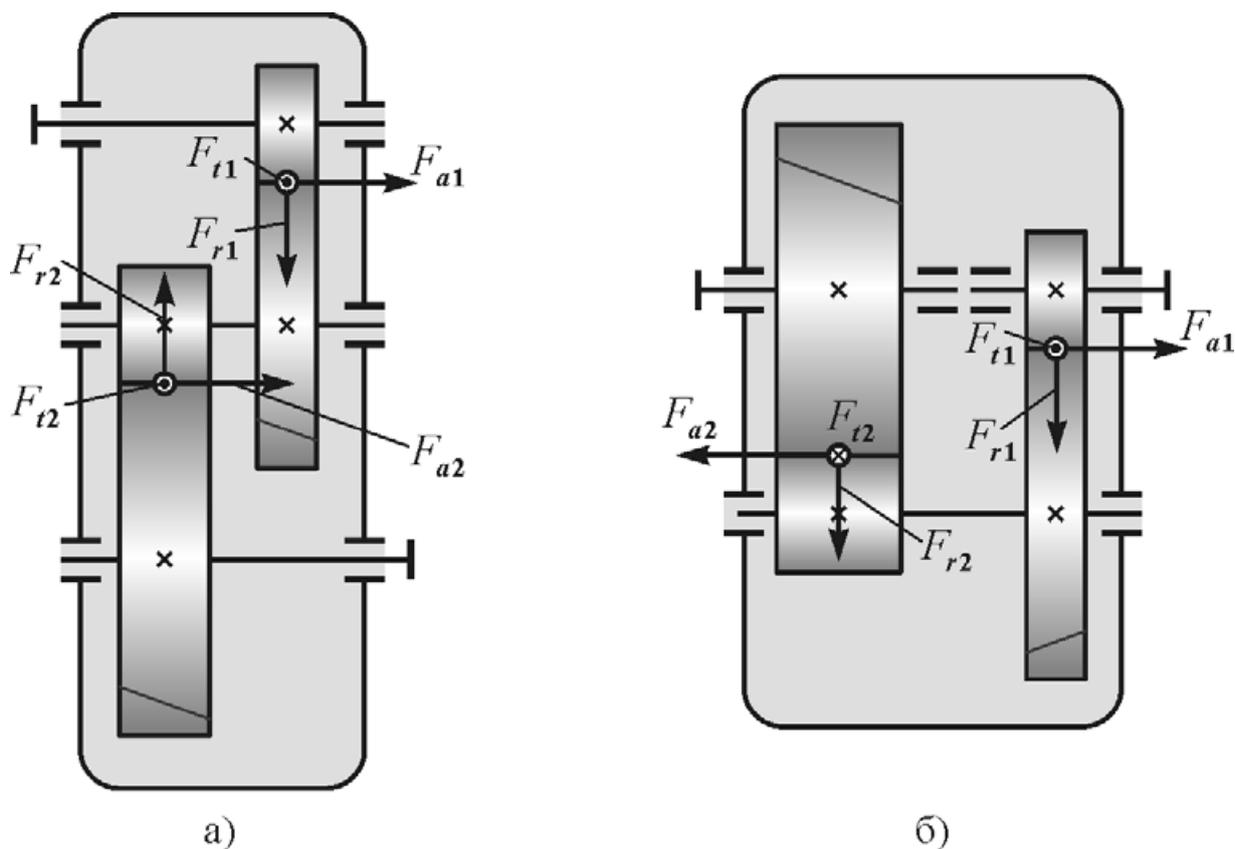
Запас статической прочности проверяют по отношению к пределу текучести материала при наибольшей кратковременной нагрузке, действие которой не может вызвать усталостного разрушения.

По составленной расчетной схеме определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях, строят эпюры изгибающих и крутящих моментов, определяют расчетные нормальные, касательные и эквивалентные напряжения в опасном сечении по формулам (1.4) – (1.7),

вычисляют запас прочности по отношению к пределу текучести, который должен быть не менее допустимого запаса  $[s_T] = 1,5 \dots 2,5$ .

Рассмотрим расчет валов на статическую прочность на примере промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме (аналогия для коническо-цилиндрического редуктора). Для соосного цилиндрического двухступенчатого редуктора остановимся на отличительных особенностях.

На рис. 3.6 приведены схемы рассматриваемых редукторов и силы в зацеплениях, действующие на зубчатые колеса промежуточного вала.



**Рис. 3.6. Силы на промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора:**  
 а) редуктор по развернутой схеме; б) редуктор соосный

Окружная сила  $F_{t1}$ , действующая на зуб колеса быстроходной передачи, создает на плече  $d_{w2}/2$  активный момент, вращающий вал. Окружная сила  $F_{t2}$ , действующая на зуб шестерни тихоходной передачи, создает на плече  $d_{w3}/2$  реактивный момент. В редукторе, выполненном по развернутой схеме, силы в зацеплениях приложены по разные стороны от оси вращения вала, поэтому из условия равновесия системы окружные

силы  $F_{t1}$  и  $F_{t2}$  направлены в одну сторону. В соосном редукторе силы в зацеплениях приложены по одну сторону от оси вращения вала, поэтому окружные силы  $F_{t1}$  и  $F_{t2}$  направлены в противоположные стороны.

Радиальные силы в зацеплениях  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$  при внешнем контакте направлены по радиусу к оси вращения, то есть в редукторе по развернутой схеме они противоположны по направлению, в соосном редукторе – совпадают по направлению.

Направление осевых сил  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  в зацеплениях связано с направлением наклона зубьев на зубчатых колесах. В редукторе по развернутой схеме рационально нарезать зубчатые колеса на промежуточном валу с противоположным направлением наклона, при этом осевые силы  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  совпадают по направлению, что позволит уменьшить изгибающий момент на валу от осевых сил. В соосном редукторе на промежуточном валу целесообразно зубчатые колеса нарезать с одинаковым направлением наклона зубьев, при этом осевые силы  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  будут противоположного направления и изгибающий момент от них будет наименьшим.

Расчетная схема промежуточного вала редуктора, выполненного по развернутой схеме, и эпюры изгибающих и крутящих моментов на валу представлены на рис. 3.7.

#### 3.4.4.1. Расчет вала в горизонтальной плоскости

$$\sum M_{XA} = 0: F_{t2}a + F_{t1}(l-b) - X_B l = 0, \text{ откуда } X_B = \frac{F_{t2}a + F_{t1}(l-b)}{l};$$

$$\sum F_X = 0: X_A - F_{t1} - F_{t2} + X_B = 0, \text{ откуда } X_A = F_{t1} + F_{t2} - X_B.$$

Изгибающие моменты в сечениях:  $M_{X2} = X_A a$  и  $M_{X1} = X_B b$ .

#### 3.4.4.2. Расчет вала в вертикальной плоскости

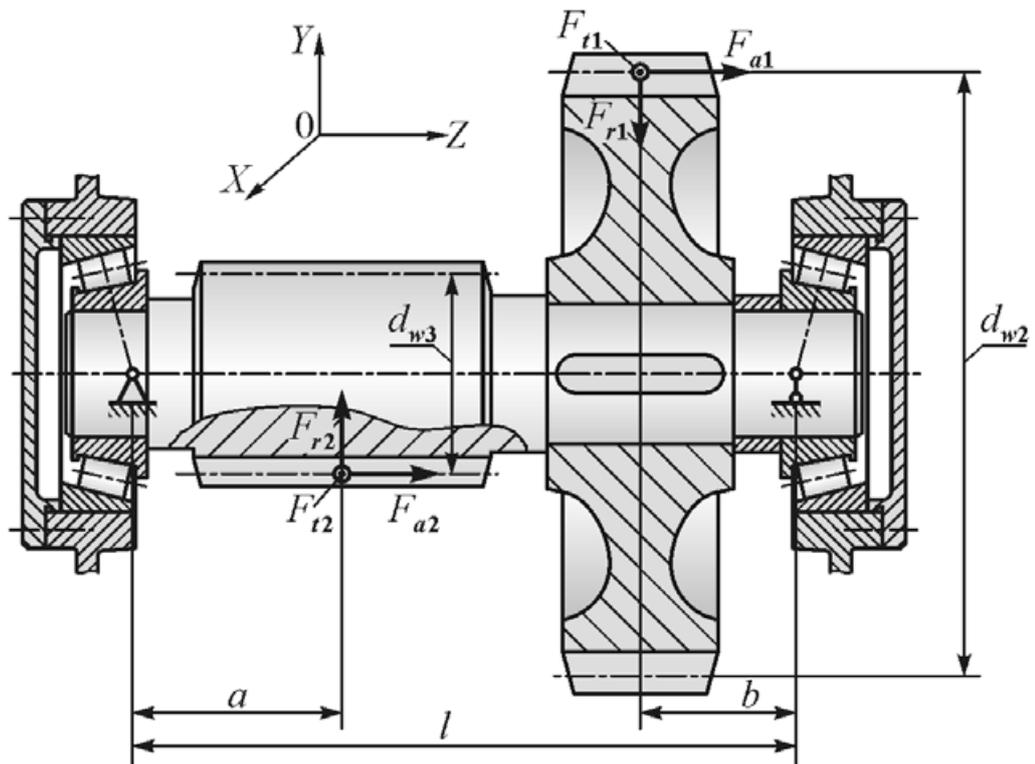
$$\sum M_{YA} = 0: F_{r2}a + F_{a2} \frac{d_{w3}}{2} - F_{r1}(l-b) - F_{a1} \frac{d_{w2}}{2} - Y_B l = 0, \text{ откуда}$$

$$Y_B = \frac{F_{r2}a + F_{a2} \frac{d_{w3}}{2} - F_{r1}(l-b) - F_{a1} \frac{d_{w2}}{2}}{l};$$

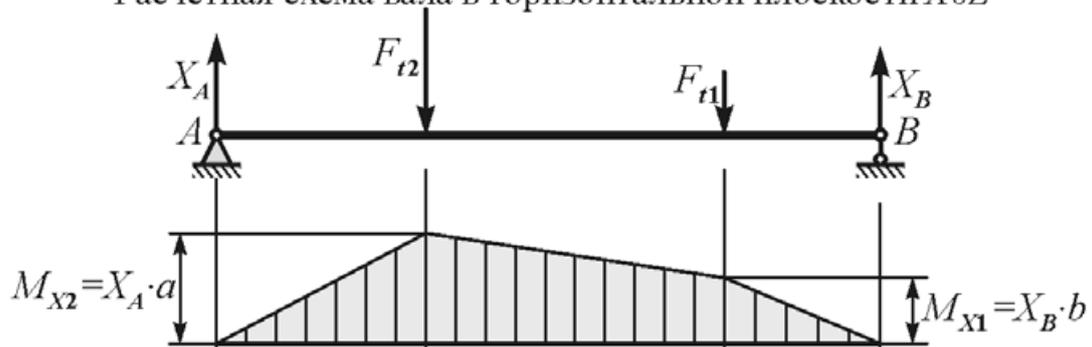
$$\sum F_Y = 0: Y_A + F_{r1} - F_{r2} + Y_B = 0, \text{ откуда } Y_A = F_{r2} - F_{r1} - Y_B.$$

Изгибающие моменты в сечениях:

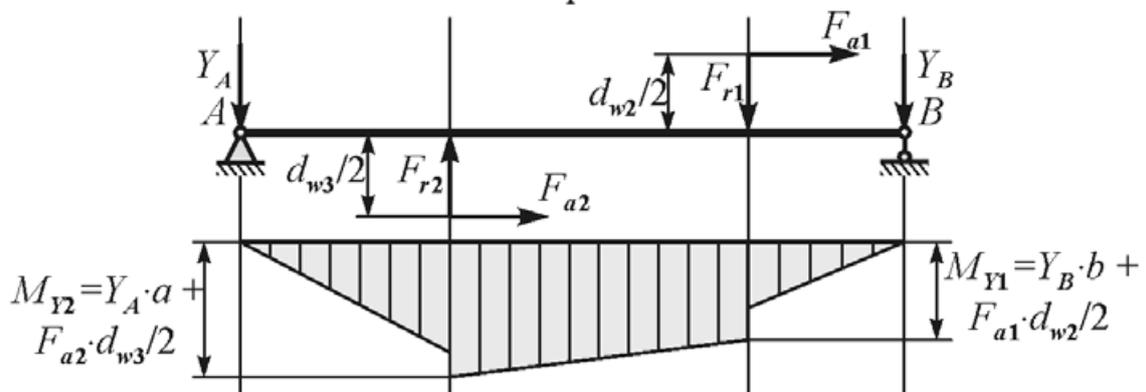
$$M_{Y2} = Y_A a + F_{a2} \frac{d_{w3}}{2} \text{ и } M_{Y1} = Y_B b + F_{a1} \frac{d_{w2}}{2}.$$



Расчетная схема вала в горизонтальной плоскости  $XOZ$



Расчетная схема вала в вертикальной плоскости  $YOZ$



Эпюра вращающихся моментов

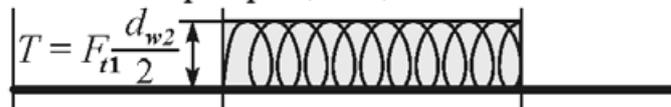


Рис. 3.7. Расчетная схема и эпюры моментов на валу

### 3.4.4.3. Результирующий изгибающий и эквивалентный моменты

Опасным сечением является сечение под шестерней тихоходной передачи, для которого результирующий изгибающий момент

$$M_{и} = \sqrt{(M_{x2})^2 + (M_{y2})^2}$$

и эквивалентный момент  $M_{э} = \sqrt{(M_{и})^2 + 0,75T^2}$ .

### 3.4.4.4. Напряжения и запас прочности

Напряжения изгиба в опасном сечении  $\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_x}$ ;

Напряжения кручения в опасном сечении  $\tau_k = \frac{T}{W_p}$ ;

Эквивалентные напряжения  $\sigma_{э} = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 3\tau_k^2} = \frac{M_{э}}{W_x}$ .

Запас прочности по пределу текучести при номинальной нагрузке

$$s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{э}} \geq [s_T] = 1,7 \dots 2,5;$$

Минимальный запас прочности по пределу текучести при кратковременных перегрузках

$$s_{T \min} = \frac{\sigma_T}{K_{п} \sigma_{э}} \geq [s_T] = 1,3 \dots 1,8,$$

где  $K_{п} = \frac{T_{\max}}{T}$  – коэффициент перегрузки, при установке в приводе

предохранительной муфты можно принять  $K_{п} = 1,3 \dots 1,5$ ; при отсутствии предохранительных устройств для асинхронных электродвигателей принимают  $K_{п} = 2,2 \dots 2,4$ .

### 3.4.4.5. Реакции в опорах

Радиальная реакция в левой опоре  $F_{r1} = \sqrt{(X_A)^2 + (Y_A)^2}$ .

Радиальная реакция в правой опоре  $F_{r2} = \sqrt{(X_B)^2 + (Y_B)^2}$ .

Внешняя осевая сила, действующая на вал,  $F_A = F_{a1} + F_{a2}$ .

## 3.4.5. Расчет валов на сопротивление усталости

Опыт эксплуатации показывает, что основным видом разрушения валов

является усталостное разрушение, поэтому расчет на сопротивление усталости является одним из основных.

Современные расчеты на сопротивление усталости отражают характер изменения напряжений, характеристики сопротивления усталости материалов, концентрацию напряжений, шероховатость поверхности и влияние поверхностного упрочнения.

Расчет проводят в форме проверки коэффициента запаса прочности по усталости по отношению к пределу выносливости материала.

Расчет на сопротивление усталости проводить нет необходимости, если

$$\sigma_3 < \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{K_\sigma [s]}, \quad (3.1)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений;

$\varepsilon$  – коэффициент влияния абсолютных размеров (масштабный фактор);

$K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в опасном сечении;

$[s]$  – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости,  $[s] = 1,5 \dots 2,5$ .

При невыполнении условия (3.1) необходим расчет на сопротивление усталости. Расчет проводят для ряда опасных сечений, где предполагают наименьший запас. Обычно в опасных сечениях находятся максимумы изгибающих моментов и концентрации напряжений, а также минимумы диаметра вала.

Коэффициент запаса прочности определяют по формуле

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

где  $s_\sigma$  и  $s_\tau$  – коэффициенты запаса соответственно по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (3.2)$$

$\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала, полученные при испытании гладких стандартных образцов малых диаметров соответственно при изгибе и при кручении со знакопеременным симметричным циклом;

$K_{\sigma D}$  и  $K_{\tau D}$  – суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V \quad \text{и} \quad K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V ;$$

$K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;

$K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабные факторы);

$K_F$  – коэффициент влияния шероховатости поверхности;

$K_V$  – коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов и осей с поверхностным упрочнением (закалка с нагревом ТВЧ, цементация, азотирование, дробеструйный наклеп, обкатка роликами и т.п.);

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитудная (переменная) составляющая соответственно нормальных и касательных напряжений;

$\sigma_m$  и  $\tau_m$  – постоянная составляющая соответственно нормальных и касательных напряжений;

$\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении.

Концентраторами напряжений в сечении, учитываемыми коэффициентами  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$ , могут быть шпоночный паз или шлицы, галтель, посадка с натягом и т.д. Из всех концентраторов в рассматриваемом сечении учитывается один, дающий наибольшее значение  $K_{\sigma}$  или  $K_{\tau}$ .

Постоянные по величине и по направлению нагрузки в приводе вызывают во вращающихся валах и осях циклические напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу с амплитудой

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}}.$$

Напряжения растяжения (сжатия) от осевой силы  $F_A$  являются постоянной составляющей напряжений

$$\sigma_m = \sigma_{p(сж)} = \frac{F_A}{A},$$

где  $A$  – площадь рассматриваемого поперечного сечения.

Напряжения кручения нереверсивных валов (вращение в одну сторону) условно принимают изменяющимися по пульсационному циклу, для которого

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T}{2W_k}.$$

Для реверсивных валов напряжения кручения изменяются по симметричному циклу, тогда

$$\tau_a = \tau_k = \frac{T}{W_k} \text{ и } \tau_m = 0.$$

В расчетах на выносливость при определении  $W_{и}$  и  $W_k$  учитывается ослабление сечения шпоночным пазом или шлицами:

– для сплошного круглого сечения диаметром  $d$  со шпонкой  $b \times h$

$$W_{и} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d} \text{ и } W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d};$$

– для сплошного круглого сечения диаметром  $d$  со шлицами с параметрами  $z \times b \times d \times D$

$$W_{и} = \frac{1}{32D} [\pi d^4 - bz(D-d)(D+d)^2] \text{ и } W_k = 2W_{и}.$$

### 3.5. Вопросы жесткости и виброустойчивости валов и осей

Упругие перемещения валов и осей, как правило, оказывают неблагоприятное влияние на работу связанных с ними шпоночных или шлицевых соединений, подшипников, зубчатых передач: увеличивается концентрация напряжений, снижается сопротивление усталости деталей, увеличивается износ.

Упругие перемещения валов вызывают взаимный перекося зубчатых колес и концентрацию нагрузки по длине зубьев. Перекося колец подшипника качения под нагрузкой может привести к защемлению шариков или к неравномерному распределению нагрузки по длине роликов, что снижает ресурс подшипника.

Жесткость валов важна также с точки зрения опасности колебаний. Колебания около положения равновесия становятся опасными для вала и конструкции в целом, когда частота возмущающей силы становится равной частоте собственных колебаний системы, что приводит к резонансу. Одна из основных задач расчета виброустойчивости вала состоит в определении частот собственных изгибных и крутильных колебаний вала с присоединенными узлами.

При обеспечении запаса прочности по отношению к пределу текучести не менее рекомендуемого значения  $[s_T] = 1,5 \dots 2,5$  валы редукторов общего назначения обычно не проверяют на жесткость и виброустойчивость. При таком запасе прочности валы являются довольно жесткими, чем обеспечивается нормальная работоспособность деталей на валу.

Исключение составляют червяки червячных передач, особенностью которых является большое расстояние между опорами, примерно равное диаметру червячного колеса из условия размещения опор вала червяка.

Значительный прогиб червяка может вызвать недопустимую концентрацию нагрузки в зацеплении витков червяка с зубьями червячного колеса, что приведет к снижению нагрузочной способности передачи. В результате расчета определяют прогиб вала червяка под нагрузкой и сопоставляют его с допускаемым прогибом, составляющим  $[f] = (0,005 \dots 0,008)t$ , где  $t$  – осевой модуль червяка.

Проблема резонанса для валов редукторов общего назначения в подавляющем большинстве случаев не актуальна. Это связано с тем, что частоты вращения валов электродвигателей не превышают  $3000 \text{ мин}^{-1}$ , в то время как частоты собственных колебаний жестких валов редукторов с присоединенными массами значительно выше.

## *Лекция № 10*

### **4. ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ**

Подшипники предназначены для поддержания вращающихся или качающихся валов и осей и передачи от них нагрузки на корпус. По виду трения подшипники разделяют на подшипники качения и скольжения.

#### **4.1. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ**

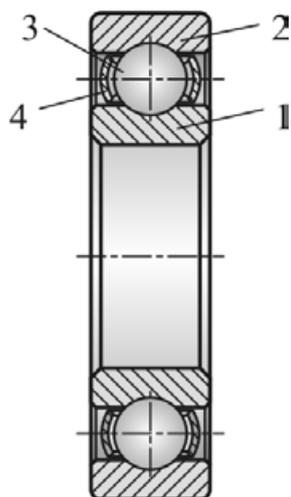
##### **4.1.1. Общие сведения**

Подшипники качения – это опоры вращающихся или качающихся валов и осей, использующие элементы качения (шарики или ролики) и работающие на основе трения качения.

Подшипник качения (рис. 4.1) в общем случае состоит из внутреннего кольца 1, посаженного на вал или ось, наружного кольца 2, закрепленного в корпусе, тел качения 3 (шариков или роликов) и сепаратора 4. Кольца имеют дорожки качения, по которым катятся тела качения. Сепаратор разделяет тела качения с целью устранения их соударения. В отдельных конструкциях подшипников могут отсутствовать одно или оба кольца, а также сепаратор.

Подшипниковые узлы, кроме собственно подшипника качения, включают корпуса с крышками, устройства для крепления колец подшипников, защитные и смазочные устройства.

В настоящее время подшипники качения являются основным видом опор валов и осей в машинах.



**Рис. 4.1. Конструкция подшипника качения**

*Достоинства подшипников качения:*

- 1) небольшие моменты трения при пуске;
- 2) малые осевые габаритные размеры;
- 3) простота обслуживания и малый расход смазочного материала;
- 4) полная взаимозаменяемость;
- 5) малая стоимость в связи с массовым производством;
- 6) экономия цветных материалов;
- 7) высокий КПД, составляющий для пары подшипников  $\eta = 0,990 \dots 0,995$ .

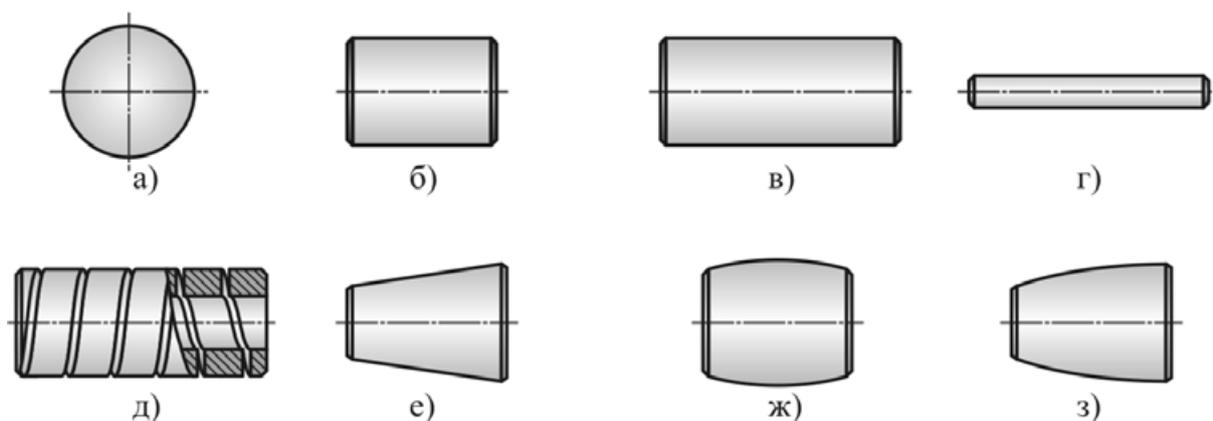
*Недостатки подшипников качения:*

- 1) большие радиальные габаритные размеры;
- 2) значительные контактные напряжения, следствием чего является ограниченный срок службы при большом его рассеянии;
- 3) переменная радиальная жесткость по углу поворота и повышенный шум при высоких частотах вращения;
- 4) меньшая способность демпфировать колебания и ударные нагрузки;
- 5) ограниченная быстроходность;
- 6) высокая стоимость при мелкосерийном производстве.

#### **4.1.2. Форма тел качения**

По форме тел качения подшипники качения подразделяют на шариковые и роликовые (рис. 4.2).

Шарик (рис. 4.2, а) имеет точечный контакт с кольцами, следствием чего являются сравнительно небольшая нагрузочная способность и наименьшие потери на трение. Область рационального применения шарикоподшипников – быстроходные малонагруженные опоры.



**Рис. 4.2. Тела качения подшипников**

Ролики цилиндрические (рис. 4.2, б, в, г) имеют линейный контакт с кольцами, что увеличивает нагрузочную способность подшипника при некотором увеличении потерь на трение. С увеличением длины ролика нагрузочная способность возрастает.

Ролик витой (рис. 4.2, д) представляет собой жесткую пружину, навитую из проволоки прямоугольного сечения. Предназначен для работы в тихоходных высоконагруженных узлах при динамической нагрузке.

Ролик конический (рис. 4.2, е) предназначен для работы в высоконагруженных узлах при комбинированном восприятии радиальной и осевой нагрузок.

Бочкообразные ролики (рис. 4.2, ж, з) применяются вместо цилиндрических и конических соответственно в условиях несоосности внутреннего и наружного колец подшипника.

### **4.1.3. Классификация подшипников качения**

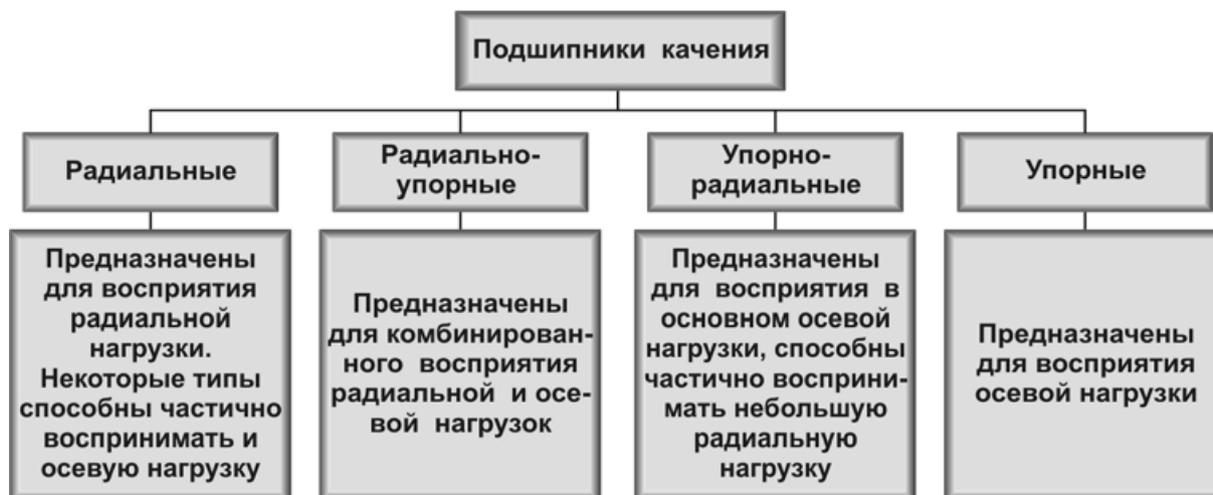
Классификация подшипников качения по направлению воспринимаемой нагрузки приведена на рис. 4.3.

По числу рядов тел качения различают подшипники одно-, двух- и многорядные.

По основному конструктивному признаку подшипники подразделяют на самоустанавливающиеся (сферические), которые допускают работу с взаимным перекосом колец до  $4^\circ$ , и несамоустанавливающиеся – с допустимым взаимным перекосом колец до  $8'$ .

По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на серии.

По специальным требованиям выпускают подшипники высокоскоростные, малошумные, коррозионностойкие, самосмазывающиеся и др.



**Рис. 4.3. Классификация подшипников качения по направлению воспринимаемой нагрузки**

По уровню вибрации различают подшипники с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

#### **4.1.4. Конструкции подшипников качения**

##### *4.1.4.1. Подшипник шариковый радиальный однорядный*

Подшипник шариковый радиальный однорядный (рис. 4.4, а) предназначен для восприятия радиальной нагрузки, способен воспринимать осевую нагрузку обоих направлений до 70 % от неиспользованной радиальной.

Является наиболее массовым типом подшипника. Удовлетворительно работает при перекосе колец до 8'.

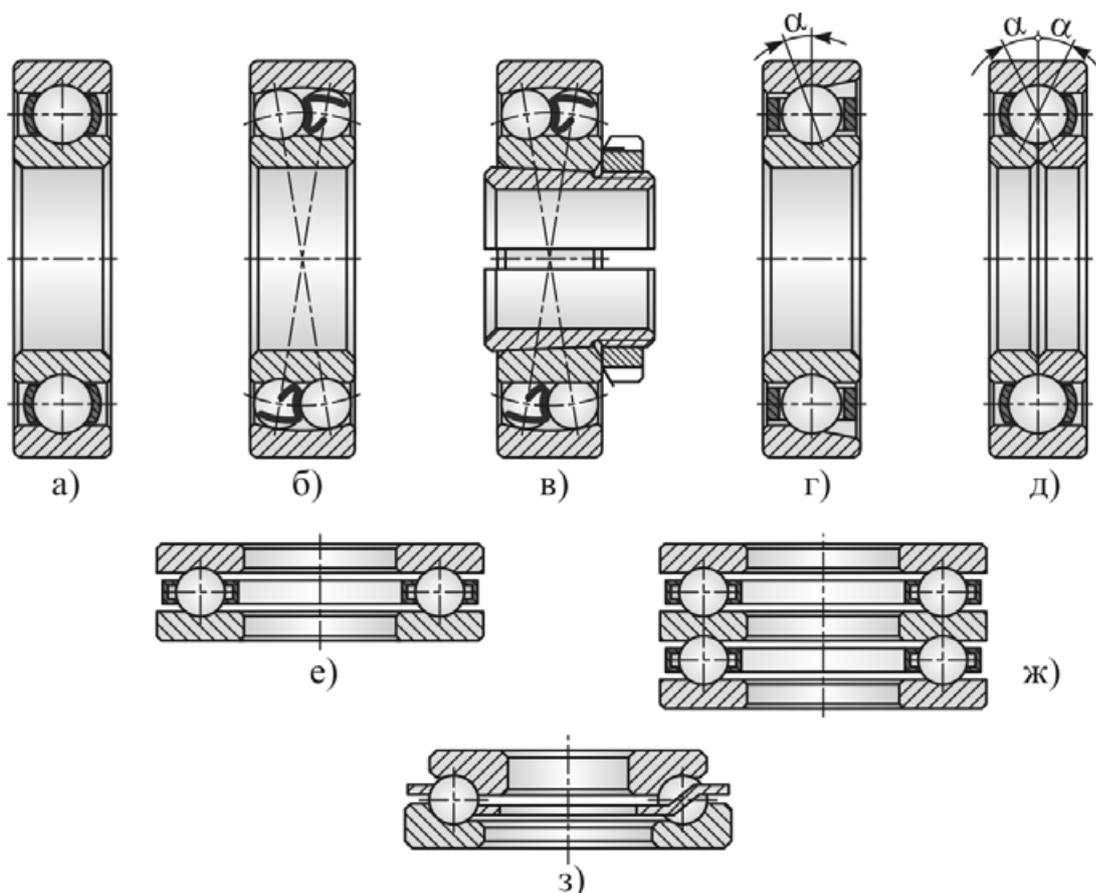
Сепаратор обычно штампованный, скрепленный из двух частей заклепками.

##### *4.1.4.2. Подшипник шариковый радиальный двухрядный сферический*

Подшипник шариковый радиальный двухрядный сферический (рис. 4.4, б, в) предназначен для восприятия радиальных нагрузок в условиях возможных значительных перекосов колец (до 4°) вследствие несоосности отверстий под подшипники (левая и правая опоры вала установлены в разных корпусах) или больших упругих деформаций валов под нагрузкой, приводящих к повороту внутренних колец подшипника относительно наружных.

Взаимный перекос осей колец возможен благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца.

Подшипник способен воспринимать осевую силу обоих направлений до 20 % от неиспользованной радиальной. Осевую нагрузку воспринимает



**Рис. 4.4. Конструкции шарикоподшипников**

только один ряд шариков из-за арочной формы дорожки качения наружного кольца.

Эти подшипники выпускают с цилиндрической посадочной поверхностью под вал (см. рис. 4.4, б) или с коническим отверстием для установки на цилиндрическом валу с помощью разрезной конической втулки (см. рис. 4.4, в).

#### 4.1.4.3. Подшипник шариковый радиально-упорный

Подшипник шариковый радиально-упорный (рис. 4.4, г) предназначен для восприятия совместно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузок.

Один из бортов наружного или внутреннего кольца срезан почти полностью, что позволяет закладывать в подшипник больше шариков, чем в радиальный подшипник.

Подшипники выполняют с номинальными углами контакта шариков с наружными кольцами  $\alpha = 12^\circ$  (тип 36000),  $\alpha = 26^\circ$  (тип 46000) и  $\alpha = 36^\circ$  (тип 66000). С увеличением угла контакта  $\alpha$  осевая грузоподъемность подшипника возрастает, радиальная – уменьшается.

Радиально-упорный подшипник с разъемным внутренним кольцом

(рис. 4.4, д) в зависимости от формы дорожек качения имеет трех- или четырехточечный контакт шарика с кольцами и предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузки в обоих направлениях. Существуют аналогичные подшипники с разъемным наружным кольцом.

#### 4.1.4.4. *Подшипник шариковый упорный*

Упорный шариковый одинарный подшипник (рис. 4.4, е) предназначен для восприятия односторонних осевых нагрузок. У этого подшипника размеры внутренних диаметров колец отличаются: тугое кольцо устанавливается на валу, а свободное – в корпусе.

Для восприятия двусторонней нагрузки применяют двойные упорные подшипники (рис. 4.4, ж).

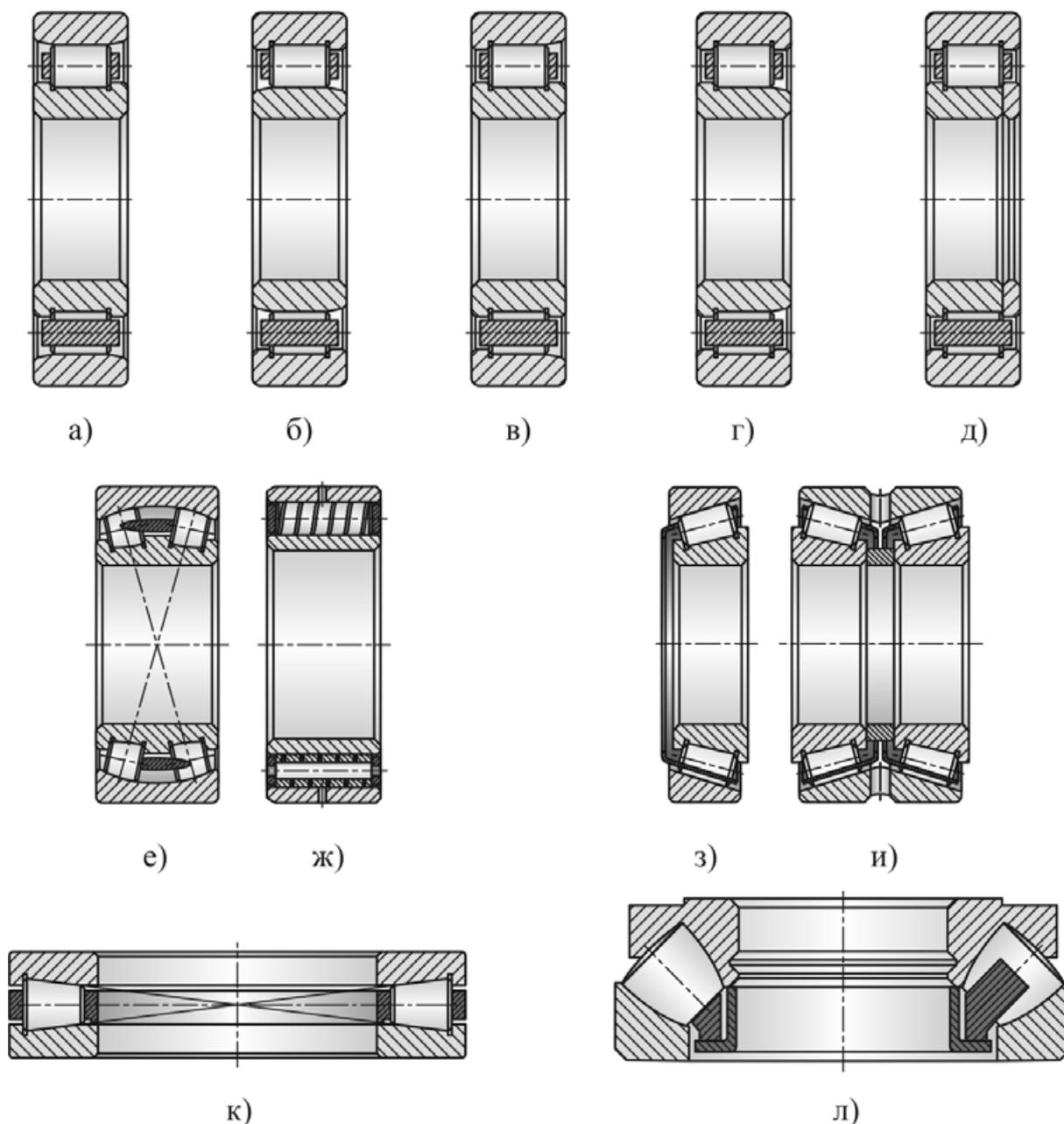
#### 4.1.4.5. *Подшипник шариковый упорно-радиальный*

Шариковый упорно-радиальный подшипник (рис. 4.4, з) предназначен для комбинированного восприятия односторонней осевой и небольшой радиальной нагрузок.

#### 4.1.4.6. *Подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами*

Роликовые радиальные подшипники предназначены для восприятия радиальных нагрузок. На рис. 4.5, а, б, в, г, д представлены конструкции радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами. Подшипники типов 2000 (см. рис. 4.5, а) и 32000 (см. рис. 4.5, б) выполнены без бортов на одном из колец и предназначены для работы в плавающих опорах, позволяющих осевое перемещение опоры вала. Подшипники типов 12000 (см. рис. 4.5, в) и 42000 (см. рис. 4.5, г) имеют по одному борту на одном из колец и по два борта – на другом, чем обеспечивается одностороннее осевое фиксирование вала бортом. Подшипник типа 92000 (см. рис. 4.5, д) имеет дополнительно упорную шайбу, чем обеспечивается фиксирование вала в обоих направлениях. Подшипники, обеспечивающие осевое фиксирование, могут воспринимать небольшую осевую нагрузку (до 20...40 % от радиальной). Однако при осевой силе появляется дополнительное трение ролика о торец бурта, что увеличивает потери и ведет к повышению температуры в зоне трения.

Роликоподшипники очень чувствительны к относительным перекосам колец. Перекосы вызывают концентрацию контактных напряжений на краях роликов. Для уменьшения концентрации напряжений ролики или дорожки качения выполняют с небольшой выпуклостью, что приводит к повышению допускаемого угла перекоса с  $2'$  до  $6'$ , а ресурса – в 1,5–2 раза.



**Рис. 4.5. Конструкции роликоподшипников**

*4.1.4.7. Подшипник роликовый радиальный двухрядный сферический*

Роликовый радиальный двухрядный сферический подшипник (рис. 4.5, е) имеет то же назначение, что и шариковый двухрядный сферический, но обладает большей грузоподъемностью.

*4.1.4.8. Подшипник роликовый радиальный с витыми роликами*

Роликовый радиальный подшипник с витыми роликами (рис. 4.5, ж) применяют в тихоходных узлах при ударных нагрузках и при работе в загрязненной среде.

#### 4.1.4.9. Подшипник роликовый радиально-упорный (конический)

Роликовые радиально-упорные (конические) подшипники (рис. 4.5, з, и) предназначены для восприятия больших совместно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузок. Эти подшипники выпускают с малым углом контакта  $\alpha \leq 18^\circ$  (обычно  $\alpha = 11...16^\circ$ ) и с большим углом контакта  $\alpha > 18^\circ$  (обычно  $\alpha = 25...30^\circ$ ). С увеличением угла  $\alpha$  осевая грузоподъемность подшипника возрастает, радиальная – уменьшается. Основное применение получили подшипники с малым углом контакта. Подшипники с большим углом контакта применяют в качестве сдвоенных (два однорядных) или двухрядных (см. рис. 4.5, и).

#### 4.1.4.10. Подшипники роликовые упорный и упорно-радиальный

Роликовые упорный (рис. 4.5, к) и упорно-радиальный (рис. 4.5, л) подшипники предназначены для восприятия больших осевых нагрузок при малых скоростях, кроме того, упорно-радиальный подшипник может воспринимать сравнительно небольшую радиальную нагрузку.

### 4.1.5. Система условных обозначений подшипников качения

На торцовой поверхности колец подшипника нанесено его обозначение, в общем случае семизначное число. Структура полного обозначения подшипника показана на рис. 4.6. Незначащие нули слева в обозначении опускают, поэтому число цифр может быть от двух до семи. Перед номером через тире приведен класс точности подшипника. Основное применение в общем машиностроении имеет класс точности 0, который в обозначении, как и тире перед ним, не указывают.

Более высокие классы точности используют в обоснованных случаях при требовании повышенной точности, например, опоры шпинделя токарного станка, валов координатно-расточного станка, в приборах и т.д.

При отсчете справа налево первые две цифры в обозначении подшипника характеризуют внутренний диаметр подшипника (диаметр посадки на вал), третья и седьмая цифры – серию по наружному диаметру и ширине, четвертая цифра – тип подшипника, пятая и шестая цифры – конструктивные особенности.

Подшипники, изготовленные по специальным техническим требованиям, имеют справа от основного обозначения дополнительные знаки в виде цифр и букв. Буква А, например, обозначает повышенную грузоподъемность подшипника, буква Б – сепаратор из безоловянной бронзы, Т – специальные условия к температуре отпуска и т.д.

По соотношению габаритных размеров подшипники разделяют на серии. При одном и том же внутреннем посадочном диаметре подшипники одного и того же типа могут иметь различные наружные диаметры и

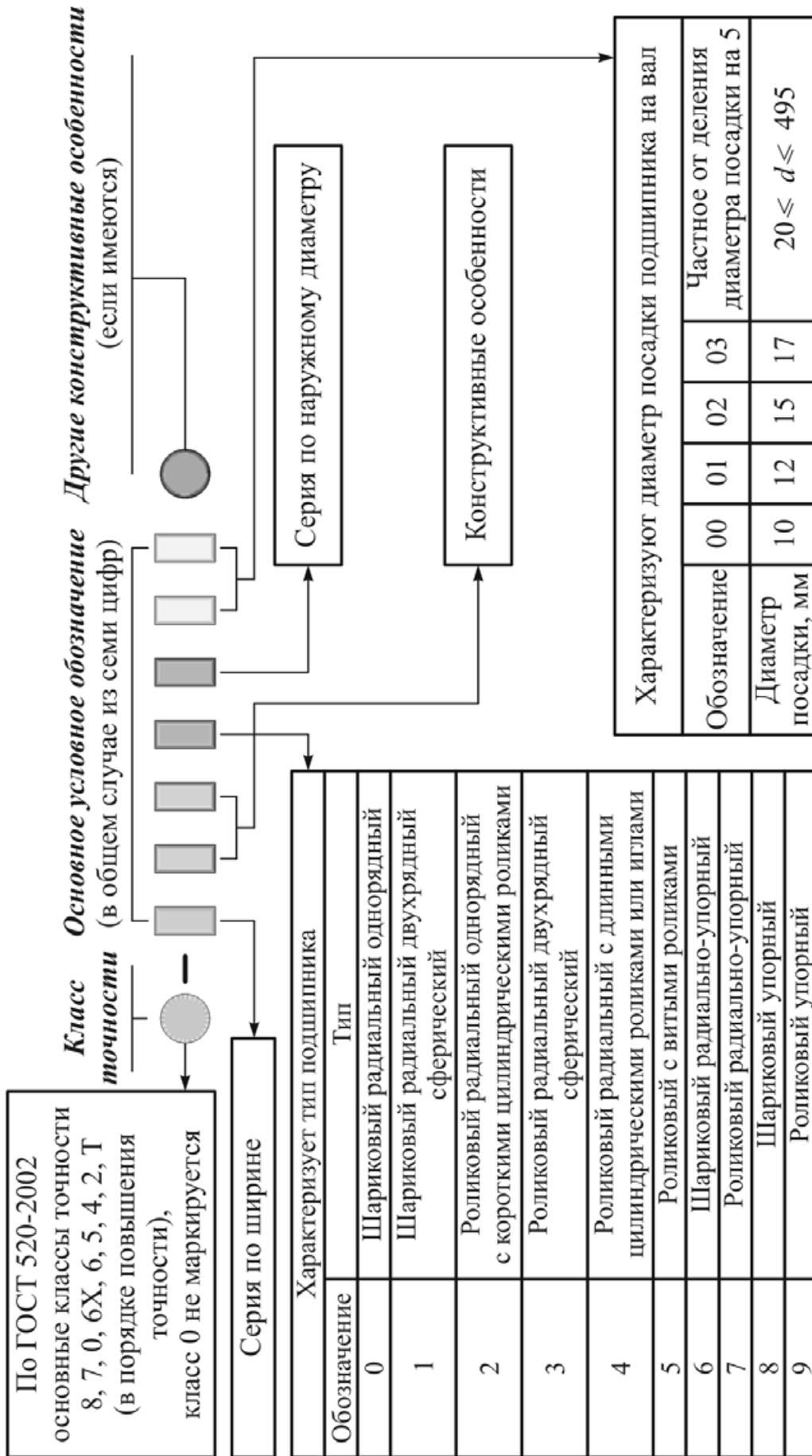
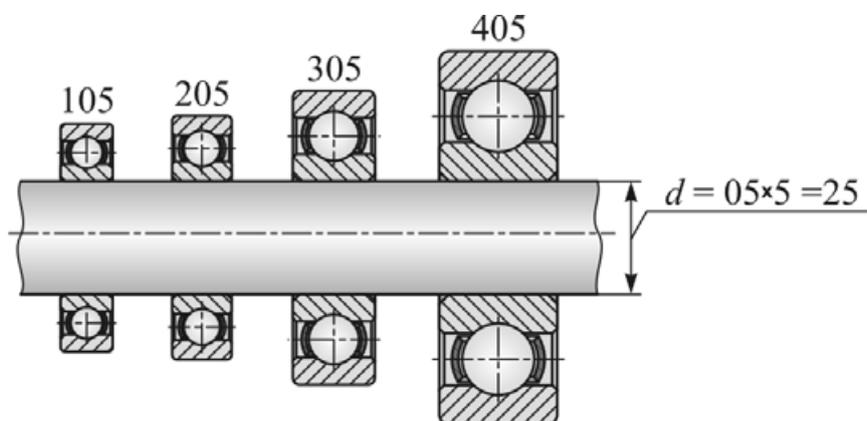


Рис. 4.6. Структура полного обозначения подшипников качения

ширину, т.е. различные серии по диаметру и ширине. В качестве примера на рис. 4.7 показаны шарикоподшипники с одинаковым внутренним диаметром  $d = 25$  мм, но отличающиеся серией по диаметру. С увеличением габаритных размеров повышается нагрузочная способность подшипника, но снижается его предельная частота вращения.



**Рис. 4.7. Серии диаметров подшипника качения**

#### **4.1.6. Материалы деталей подшипников качения**

Детали подшипников качения работают при больших контактных напряжениях и поэтому должны иметь повышенную прочность, высокую твердость и однородную структуру. Кольца и тела качения изготавливают из специальных подшипниковых сталей ШХ15, ШХ15СГ и др. В зависимости от марки стали твердость колец и роликов составляет  $H = 58 \dots 66$  HRC, а твердость шариков  $H = 63 \dots 67$  HRC.

Сепараторы изготавливают из мягкой углеродистой стали. Для быстроходных подшипников делают массивные сепараторы из бронзы, латуни, текстолита, полиамида и других пластмасс.

#### **4.1.7. Критерии работоспособности подшипников качения**

Основной причиной выхода из строя подшипников качения, работающих в условиях хорошего смазывания без загрязнений, является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения. Это связано с циклическим изменением контактных напряжений при вращении колец подшипника.

Для подшипников машин, работающих в абразивной среде (транспортные, дорожные, строительные, горные машины и др.), часто причиной разрушения является износ.

Разрушение сепаратора характерно для быстроходных подшипников, особенно работающих с осевыми нагрузками или с перекосом колец.

При ударах и перегрузках на рабочих поверхностях подшипников появляются вмятины, сколы бортов, происходит раскалывание колец и тел качения.

В настоящее время в зависимости от условий работы расчет (подбор) подшипников качения на заданный ресурс ведут по динамической грузоподъемности (критерий усталостного выкрашивания), по статической грузоподъемности (критерий максимальных контактных напряжений) и проверяют подшипник по предельной частоте вращения.

## Лекция № 11

### 4.1.8. Подбор подшипников качения

#### 4.1.8.1. Осевые силы в радиально-упорных подшипниках

На радиально-упорные подшипники помимо внешней осевой силы  $F_A$  на валу действуют минимальные осевые силы в опорах  $F_{a1min}$  и  $F_{a2min}$ , что связано с действием радиальных реакций в опорах  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$  при наличии углов контакта  $\alpha$  тел качения с дорожками качения наружных колец:

$$F_{a1min} = e' F_{r1} \text{ и } F_{a2min} = e' F_{r2},$$

где  $e'$  – коэффициент минимальной осевой нагрузки.

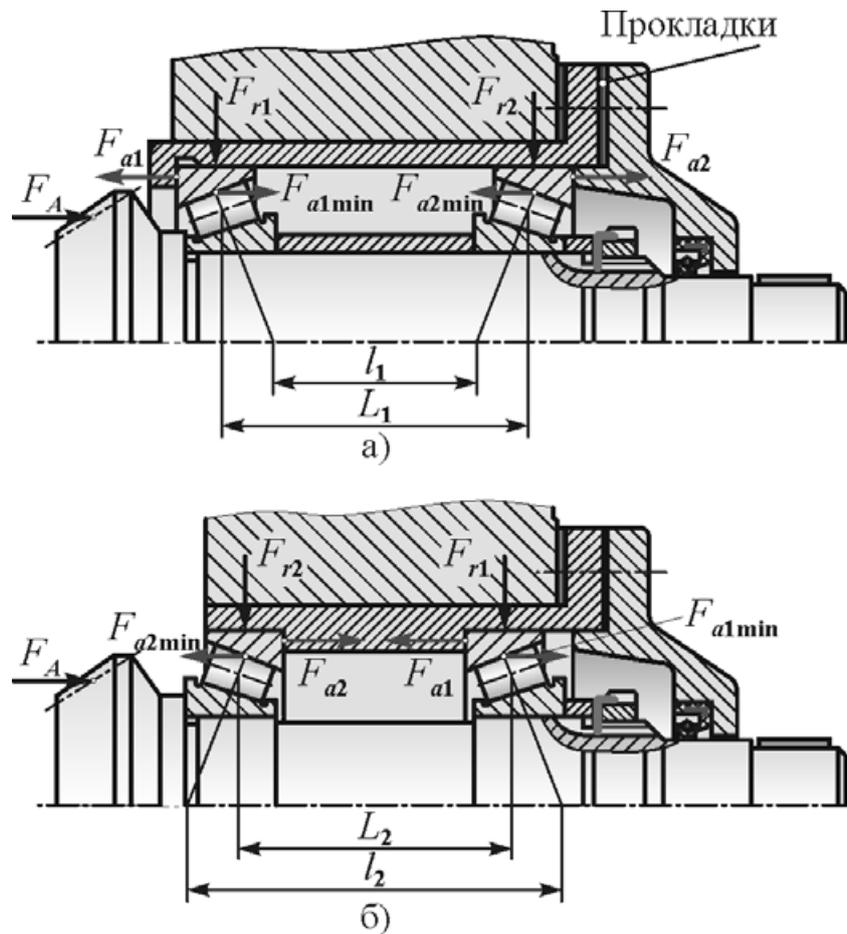
Расчетными осевыми нагрузками на подшипники  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  являются силы, действующие со стороны наружных колец подшипников на крышки или корпус. Они определяются из условия равновесия вала под действием приложенных осевых сил.

Рассмотрим отдельно две возможных схемы установки радиально-упорных подшипников: *враспор* и *врастяжку* (рис. 4.8).

#### *Схема установки подшипников враспор*

При установке подшипников враспор (рис. 4.8, а) расчетная база  $l_1$  меньше расстояния между серединами тел качения  $L_1$ , что при приложении нагрузки между опорами повышает жесткость вала. Эта схема также удобна при монтаже и регулировке зазора в подшипниках: внутренние кольца подшипников напрессовываются на вал, наружные – свободно вставляются в корпус, регулировка осуществляется подбором определенного количества металлических прокладок между корпусом и крышкой подшипника. Схема получила основное применение.

Для определения осевых реакций в подшипниковых узлах используют уравнение равновесия осевых сил, действующих на вал, и условия



**Рис. 4.8. Схемы установки радиально-упорных подшипников:**  
 а) распор –  $l_1 < L_1$ ; б) встражку –  $l_2 > L_2$

минимальных осевых сил. Для схемы по рис. 4.8, а эти условия имеют вид:

$$F_{a1} + F_A - F_{a2} = 0;$$

$$F_{a1} \geq F_{a1\min} = e' F_{r1};$$

$$F_{a2} \geq F_{a2\min} = e' F_{r2}.$$

Решение этой системы находят методом подбора, предположив, что  $F_{a1} = F_{a1\min}$  или  $F_{a2} = F_{a2\min}$ , с последующей проверкой выполнения требуемых условий.

Для расчета осевых нагрузок  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  в опорах при разных условиях нагружения можно также воспользоваться табл. 4.1.

При  $F_{a1\min} \geq F_{a2\min}$  и  $F_A \geq 0$  левая опора нагружается только силой  $F_{a1\min}$ :  $F_{a1} = F_{a1\min}$ . На наружное кольцо правого подшипника действует внешняя сила  $F_A$ , минимальная осевая сила в опоре  $F_{a2\min}$ , а также вал сдвигается вправо за счет разности сил ( $F_{a1\min} - F_{a2\min}$ ):

$$F_{a2} = F_A + F_{a2\min} + (F_{a1\min} - F_{a2\min}) = F_A + F_{a1\min}.$$

Таблица 4.1

Расчетные осевые силы в радиально-упорных подшипниках

Условия нагружения	Осевые нагрузки в опорах
$F_{a1\min} \geq F_{a2\min}$ и $F_A \geq 0$	$F_{a1} = F_{a1\min}$ $F_{a2} = F_A + F_{a1\min}$
$F_{a1\min} \leq F_{a2\min}$ и $F_A > F_{a2\min} - F_{a1\min}$	
$F_{a1\min} \leq F_{a2\min}$ и $F_A \leq F_{a2\min} - F_{a1\min}$	$F_{a1} = F_{a2\min} - F_A$ $F_{a2} = F_{a2\min}.$

Рассуждая аналогично для второго условия нагружения при  $F_{a1\min} \leq F_{a2\min}$  и  $F_A > F_{a2\min} - F_{a1\min}$ , получим те же вычислительные формулы.

При  $F_{a1\min} \leq F_{a2\min}$  и  $F_A \leq F_{a2\min} - F_{a1\min}$  вал сдвигается влево, правая опора нагружается только минимальной силой  $F_{a2\min}$ :  $F_{a2} = F_{a2\min}$ . На левую опору действует разность сил  $(F_{a2\min} - F_A)$ :  $F_{a1} = F_{a2\min} - F_A$ .

#### Схема установки подшипников в растяжку

При установке подшипников в растяжку (рис. 4.8, б) расчетная база  $l_2$  больше расстояния между серединами тел качения  $L_2$ , что при консольном приложении нагрузки уменьшает реакции в опорах и повышает жесткость вала. Схема применяется ограниченно при консольном приложении нагрузки.

Подшипники в этой схеме регулируют перемещением внутреннего кольца подшипника, для чего внутреннее кольцо одного из подшипников устанавливают на вал по менее плотной посадке. Рекомендуемая посадка подвижного кольца на вал по  $j_5b$ , однако при этом ухудшаются условия работы подшипника.

Вычислительные формулы табл. 4.1 остаются в силе, если второй опорой считать левую, которая теперь нагружается внешней осевой силой  $F_A$ .

#### 4.1.8.2. Подбор подшипников по статической грузоподъемности

Подбор по статической грузоподъемности проводят для невращающихся подшипников качения, а также для качающихся или вращающихся подшипников с частотой  $n < 1 \text{ мин}^{-1}$ .

Допускаемую нагрузку для этих подшипников выбирают из условия,

что общая остаточная деформация тел качения и колец не должна превышать 0,0001 от диаметра тел качения.

Базовая радиальная статическая грузоподъемность  $C_{0r}$  и базовая осевая статическая грузоподъемность  $C_{0a}$  приведены в каталогах для всех типоразмеров стандартных подшипников. При превышении базовой статической грузоподъемности появляются недопустимые остаточные деформации в деталях подшипника, что отрицательно сказывается на работоспособности подшипника.

При заданном диаметре посадки подшипника на вал и при известных реакциях в опоре  $F_r$  и  $F_a$  вычисляют эквивалентную радиальную статическую нагрузку  $P_{0r}$  для радиальных и радиально-упорных подшипников или эквивалентную осевую статическую нагрузку  $P_{0a}$  для упорных и упорно-радиальных подшипников и подбирают размерную серию подшипника, которая удовлетворяет условию:

- для радиальных и радиально-упорных подшипников  $P_{0r} \leq C_{0r}$ ;
- для упорных и упорно-радиальных подшипников  $P_{0a} \leq C_{0a}$ .

При совместном действии на подшипник радиальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  нагрузок эквивалентную статическую нагрузку вычисляют по формулам:

- для радиальных и радиально-упорных подшипников как большее из значений  $P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a$  и  $P_{0r} = F_r$ ;
- для упорных и упорно-радиальных подшипников  $P_{0a} = X_0 F_r + Y_0 F_a$ .

В формулах  $X_0$  и  $Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, приводимые в каталоге на подшипники.

#### 4.1.8.3. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

Ресурс подавляющего большинства подшипников качения в условиях хорошего смазывания ограничивается усталостным выкрашиванием рабочих поверхностей колец и тел качения.

Ресурс подшипника выражают в миллионах оборотов  $L$  или в часах  $L_h$  до появления признаков усталости материала колец и тел качения, которые связаны между собой соотношением

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

где  $n$  – частота вращения кольца подшипника,  $\text{мин}^{-1}$ .

Базовый расчетный ресурс  $L_{10}$  в миллионах оборотов, соответствующий 90 % надежности (вероятность отказа 10 %), определяют для подшипников, выполненных из обычных материалов, по обычной технологии и работающих в обычных условиях, по формуле

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^k, \quad (4.1)$$

где  $C$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка, которая учитывает условия нагружения и конструкцию подшипника, Н;

$k$  – показатель степени:  $k = 3$  для шарикоподшипников и  $k = 10/3$  для роликоподшипников.

Значения  $C$  указаны в каталогах для всех типоразмеров стандартных подшипников.

Формула (4.1) справедлива при  $P \leq 0,5C$  и частоте вращения  $n \geq 10$  мин<sup>-1</sup>, но не превышающей предельно допустимую для данного подшипника. При  $1 \leq n < 10$  мин<sup>-1</sup> условно принимают  $n = 10$  мин<sup>-1</sup>.

Эквивалентная динамическая нагрузка  $P$  – это такая постоянная нагрузка (радиальная – для радиальных и радиально-упорных подшипников; осевая – для упорных и упорно-радиальных), при которой обеспечивается такой же ресурс и надежность, как и при действительных условиях нагружения.

Эквивалентная динамическая нагрузка в зависимости от типа подшипника вычисляется по формулам:

– для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P = P_r = (XV F_r + Y F_a) K_B K_T K_E;$$

– для упорных подшипников

$$P = P_a = F_a K_B K_T K_E;$$

– для упорно-радиальных подшипников

$$P = P_a = (X F_r + Y F_a) K_B K_T K_E.$$

В этих формулах:

$F_r$  и  $F_a$  – соответственно радиальная и осевая нагрузки в опоре, Н;

$X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой динамической нагрузки;

$V$  – коэффициент вращения;

$K_B$  – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки в приводе и равный отношению кратковременной перегрузки к расчетной нагрузке;

$K_T$  – температурный коэффициент, при температуре до 100°С

$$K_T = 1;$$

$K_E$  – коэффициент эквивалентности при типовых режимах нагружения.

При вращении внутреннего кольца относительно вектора силы  $V = 1$ , при вращении наружного кольца  $V = 1,2$ .

Коэффициенты  $X$  и  $Y$  зависят от конструкции подшипника и параметра осевого нагружения  $e$ . Параметр  $e$  равен предельному отношению  $F_a/(VF_r)$ , при котором осевая нагрузка не уменьшает ресурс подшипника. Это связано с тем, что с ростом осевой нагрузки увеличивается дуга нагружения и более равномерно распределяется радиальная нагрузка между телами качения. Поэтому при выборе радиально-упорных подшипников следует стремиться к тому, чтобы отношение  $F_a/(VF_r)$  было возможно ближе к значению  $e$ .

Для радиальных и радиально-упорных подшипников под  $C$  в формуле (4.1) понимают базовую динамическую радиальную грузоподъемность  $C_r$ , а под  $P$  – эквивалентную динамическую радиальную нагрузку  $P_r$ . Для упорных и упорно-радиальных подшипников соответственно  $C = C_a$ , где  $C_a$  – базовая динамическая осевая грузоподъемность, а  $P = P_a$ , где  $P_a$  – эквивалентная динамическая осевая нагрузка.

Для условий, отличающихся от обычных, определяют скорректированный расчетный ресурс  $L_{na}$  с учетом уровня требуемой надежности, специальных свойств материала и конкретных условий эксплуатации:

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10}, \quad (4.2)$$

где  $a_1$  – коэффициент надежности, корректирующий ресурс в зависимости от требуемой надежности;

$a_{23}$  – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств материала деталей подшипника и условий его эксплуатации.

Окончательно формула для расчета ресурса с учетом формул (4.1) и (4.2) принимает вид

$$L_{na} = a_1 a_{23} \left( \frac{C}{P} \right)^k. \quad (4.3)$$

Обычно ресурс подшипника  $L_{na}$  принимают равным ресурсу машины или кратным ему, т.е. на стадии проектирования он известен. Из формулы (4.3) вычисляют требуемую динамическую грузоподъемность  $C_{\text{расч}}$  и подбирают при заданном диаметре посадки подшипника на вал размерную серию подшипника:

$$C_{\text{расч}} = \left( \frac{L_{na}}{a_1 a_{23}} \right)^{1/k} P \leq C,$$

где  $C$  – базовая динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.

## 4.2. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

### 4.2.1. Общие сведения

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, работающие в условиях скольжения цапфы по поверхности подшипника. По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения разделяют на две основные группы: радиальные (см. рис. 3.2, в), предназначенные для восприятия нагрузки, перпендикулярной оси вала, и упорные (см. рис. 3.2, г, д) – для восприятия осевой нагрузки. При совместном действии радиальной и сравнительно небольшой осевой нагрузок применяют конические опоры (см. рис. 3.2, б) или совмещенные опоры, в которых осевую нагрузку воспринимают торцы вкладышей.

Для снижения интенсивности износа подшипники смазывают. Основное применение имеют жидкие смазочные материалы. Для высокоскоростных опор используют газообразные смазочные материалы (преимущественно воздух). Применяют также подшипники из самосмазывающихся материалов, с твердосмазочными покрытиями, с пластичными смазочными материалами.

По принципу образования подъемной силы в масляном слое подшипники делят на гидродинамические и гидростатические. В гидродинамических подшипниках избыточное давление в масляном слое для разделения трущихся поверхностей слоем смазки создается при относительном движении трущихся поверхностей вследствие затягивания масла в клиновидный зазор. В гидростатических подшипниках давление масла создается насосом. Основное распространение получили подшипники с гидродинамической смазкой как более простые.

*Достоинства подшипников скольжения:*

- простота конструкции;
- малые габариты в радиальном направлении;
- бесшумность;
- демпфирование динамических нагрузок и колебаний;
- большие предельные частоты вращения;
- удовлетворительная работа в абразивных и агрессивных средах.

Несмотря на ряд достоинств, подшипники скольжения в современном машиностроении применяются ограниченно, что связано с их *недостатками*:

- большие осевые габариты;
- необходимость применения дефицитных антифрикционных материалов;
- повышенные пусковые моменты;

– сравнительно большие потери на трение: КПД пары подшипников  $\eta = 0,96 \dots 0,98$ .

Однако в ряде случаев они получают преимущественное или равное применение с подшипниками качения (рис. 4.9).



**Рис. 4.9. Области применения подшипников скольжения**

В тихоходных малоответственных механизмах применение подшипника скольжения позволяет упростить конструкцию, выполнив втулку из чугуна или пластических материалов.

В ответственных быстроходных опорах гидродинамический масляный слой разделяет трущиеся поверхности, обеспечивая высокую долговечность, и демпфирует ударные нагрузки.

Применение подшипников скольжения в качестве опор коленчатого вала связано с необходимостью применения по условиям сборки разъемной конструкции вкладыша.

В ряде случаев стесненные радиальные габариты не позволяют разместить в опоре подшипник качения. Такая проблема может возникнуть при установке подшипника внутри сателлита планетарной передачи. В этих случаях переходят на подшипники скольжения, имеющие значительно меньшие радиальные размеры.

В абразивных и агрессивных средах подшипники качения работают неудовлетворительно, более рационально перейти на подшипники скольжения.

#### 4.2.2. Конструкция подшипника скольжения

Подшипник скольжения (рис. 4.10) содержит корпус, вкладыш, смазывающие и защитные устройства. Корпус подшипника может быть цельный или разъемный. Корпус изготавливают либо как отдельный узел, присоединяемый к машине, либо выполняют за одно целое с неподвижной корпусной деталью (например, с рамой машины), либо с подвижной деталью (например, с шатуном).

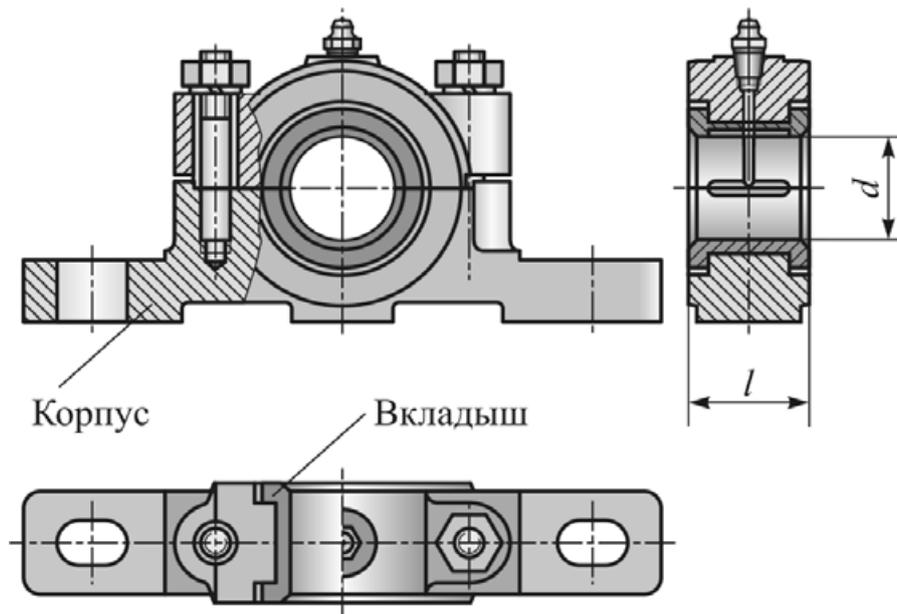


Рис. 4.10. Конструкция подшипника скольжения

Вкладыши используют для того, чтобы не выполнять весь корпус из дорогих антифрикционных материалов. После износа вкладыши заменяют. В массовом производстве вкладыши штампуют из ленты с нанесенным на нее антифрикционным материалом. В мелкосерийном и единичном производстве применяют сплошные или разъемные втулки, а также биметаллические вкладыши, в которых слой антифрикционного материала наплавляют на стальную, чугунную или бронзовую основу.

Для распределения смазочного материала по рабочей поверхности цапфы вкладыш снабжают смазочными канавками. Канавки располагают в ненагруженной зоне и часто совмещают с разъемом.

#### 4.2.3. Критерии работоспособности подшипников скольжения

Основными критериями работоспособности подшипников скольжения являются:

- износостойкость;

- сопротивление усталости антифрикционного слоя;
- теплостойкость.

Подшипники скольжения должны работать со смазочным материалом. Наилучшие условия работы подшипников создаются при жидкостной смазке, когда трущиеся поверхности полностью разделены жидким смазочным материалом. При граничной смазке трение и износ определяются свойствами поверхностей и свойствами смазочного материала, отличными от объемных. При полужидкостной смазке частично осуществляется жидкостная смазка с возможным контактом трущихся поверхностей.

Абразивное изнашивание является основной причиной выхода из строя подшипников, работающих при полужидкостной или граничной смазке, вследствие недостаточной несущей способности масляного слоя при установившемся режиме работы, неизбежном смешанном трении при пуске и останове, вследствие попаданий абразивных частиц в зону трения.

Усталостные разрушения антифрикционного слоя наблюдаются при циклически действующих нагрузках: в поршневых машинах, машинах ударного и вибрационного действия и т.д.

Высокая температура в зоне трения может привести к недопустимому изменению свойств смазочного материала, приводящему к задирам, к выплавлению заливки вкладыша, а также к недопустимым температурным деформациям и захватыванию вала в подшипнике.

#### **4.2.4. Подшипниковые материалы**

##### *4.2.4.1. Требования к подшипниковым материалам*

Материалы подшипников скольжения должны иметь малый коэффициент трения, высокую износостойкость и сопротивление усталости.

Дополнительными требованиями являются хорошая теплопроводность, прирабатываемость, смачиваемость маслом, коррозионная стойкость и обрабатываемость, низкий коэффициент линейного расширения и низкая стоимость.

Полностью удовлетворить перечисленным требованиям в реальных условиях не представляется возможным. Поэтому в технике применяют большое количество различных антифрикционных материалов, наилучшим образом отвечающих конкретным условиям.

Валы и оси выполняют, как правило, стальными. Цапфы валов под подшипники скольжения должны иметь высокую твердость, шлифованную и полированную поверхность (см. разд. 3.2).

Материалы вкладышей можно разделить на три группы: металлические, металлокерамические и неметаллические.

#### 4.2.4.2. *Металлические вкладыши*

Металлические вкладыши – это сплавы на основе олова или свинца с добавлением сурьмы, меди и других элементов, называемые баббитами, обладают высокими антифрикционными качествами, хорошей прирабатываемостью, но дорогие и имеют относительно невысокое сопротивление усталости. Их применяют в качестве тонкослойных покрытий или в качестве заливки.

При высоких скоростях и давлениях применяют высокооловянные баббиты Б83, Б88. Характерные примеры применения: подшипники паровых турбин, мощных электрических генераторов и двигателей.

Хорошими антифрикционными свойствами обладают бронзы и латуни (сплавы на основе меди), алюминиевые и цинковые сплавы. Их применяют при средних и малых скоростях и больших нагрузках. Бронзы используют примерно тех же марок, что и для венцов червячных колес (см. табл. 2.7).

В тихоходных узлах при умеренных нагрузках в паре с закаленной цапфой применяют антифрикционные чугуны АЧС-1, АЧС-2, АЧС-3 и др.

#### 4.2.4.3. *Металлокерамические вкладыши*

Металлокерамические вкладыши – это пористые бронзографитовые и железографитовые материалы, получаемые методом порошковой металлургии и пропитанные горячим маслом. Применяют в условиях, когда невозможно обеспечить надежную жидкостную смазку. При небольших давлениях и скоростях эти материалы способны достаточно долго работать без внешнего подвода смазочного материала.

#### 4.2.4.4. *Неметаллические вкладыши*

В качестве материала неметаллических вкладышей применяют пластмассы, резину, графитовые материалы и прессованную древесину.

Текстолит, ДСП (древесно-слоистый пластик) и прессованную древесину используют в подшипниках для тяжелого машиностроения.

Полимерные самосмазывающиеся материалы на основе полиамидов и различных смол используют для подшипников, работающих в температурном диапазоне  $-200...+280$  °С при значительных скоростях скольжения.

Фторопласты обладают хорошими антифрикционными свойствами, химической инертностью, но высоким коэффициентом линейного расширения и низким коэффициентом теплопроводности.

Подшипники с резиновыми вкладышами хорошо работают с водяной смазкой.

В экстремальных условиях используют графитовые вкладыши, которые обладают низким коэффициентом трения в широком температурном диапазоне, хорошей теплопроводностью и коррозионной стойкостью. Эти

материалы применяют в подшипниках с газовой смазкой, где они могут работать без смазочного материала в периоды пусков и остановок.

#### 4.2.5. Проектирование и условные расчеты подшипников скольжения

##### 4.2.5.1. Геометрические размеры цапфы

Диаметр посадки подшипника на вал  $d$  обычно известен из расчета вала на прочность. Длину втулки  $l$  назначают с учетом рекомендаций по соотношению длины и диаметра втулки  $l/d$ , разработанных в различных отраслях промышленности.

Рекомендуемые геометрические соотношения подшипника скольжения в зависимости от условий работы узла приведены в табл. 4.2.

Расчеты по критерию износостойкости из-за сложности не нашли широкого применения.

Расчеты подшипников скольжения являются условными, носят проверочный характер и позволяют в простейшей форме оценить пригодность выбранного материала и размеров подшипника для конкретных условий работы на основании опыта конструирования и эксплуатации машин.

**Таблица 4.2**

**Геометрические соотношения в подшипниках скольжения**

Условия работы подшипника	Рекомендуемое отношение $l/d$
Малонагруженные опоры при ограниченных осевых габаритах	0,3...0,4
Высокоскоростные средненагруженные опоры	0,4...0,7
Высокоскоростные высоконагруженные опоры	0,5...0,9
Тихоходные средне- и высоконагруженные опоры	0,8...1,2
Тихоходные высоконагруженные опоры при жестких валах	1,0...1,5

Для подшипников при жидкостной смазке условные расчеты применяют как предварительные, для подшипников, работающих при полужидкостной смазке, ввиду отсутствия соответствующей теории расчета, – как основные.

#### 4.2.5.2. Условный расчет по давлению в подшипнике

На рис. 4.11 представлена схема к расчету подшипника скольжения по давлению. Расчет ведут по нагрузке, отнесенной к проекции цапфы:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p],$$

где  $F_r$  – радиальная реакция в опоре, Н;

$p$  и  $[p]$  – расчетное и допускаемое давление в подшипнике, МПа.

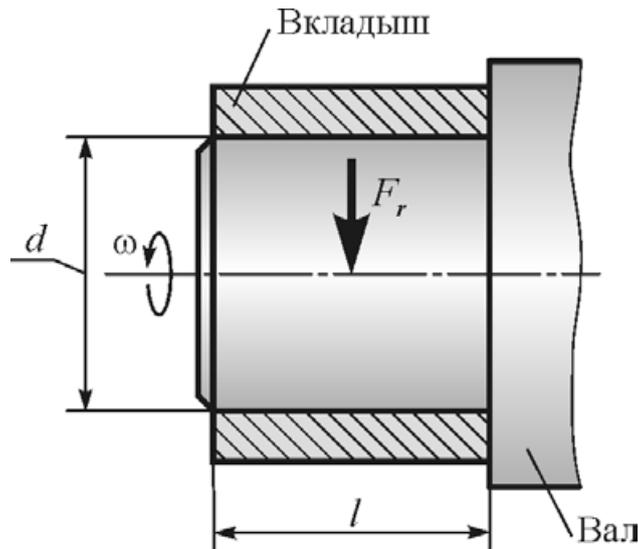


Рис. 4.11. Расчетная схема подшипника скольжения

Допускаемое давление в значительной степени зависит от материала втулки. В подшипниках большинства стационарных машин при отсутствии особых требований к габаритам принимают  $[p]=10...15$  МПа. При давлении, превышающем допускаемое, возрастает интенсивность износа подшипника.

#### 4.2.5.3. Условный расчет по характеристике $pV$

Расчет по произведению давлений  $p$  в подшипнике на скорость скольжения  $V$  проводят в форме

$$pV \leq [pV].$$

Произведение  $pV$  в некоторой степени характеризует теплообразование в подшипнике (если принять коэффициент трения постоянным), а также характеризует интенсивность износа.

В подшипниках большинства стационарных машин  $[pV]=2...10$  МПа·м/с и зависит от материала. В подшипниках быстроходных и тяжело нагруженных машин при хорошем охлаждении значения  $[pV]$  могут быть значительно повышены.

#### 4.2.5.4. Жидкостное трение в подшипниках скольжения

Основной расчет подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме, – это расчет минимальной толщины смазочного слоя, который при установившемся режиме работы должен обеспечить жидкостную смазку.

Работа подшипника скольжения в условиях жидкостного трения подчиняется гидродинамической теории смазки.

При отсутствии вращения вала ( $\omega = 0$ ) цапфа вала лежит на вкладыше. В точке контакта А смазка выдавливается и имеет место металлический контакт поверхностей (рис. 4.12, а). При вращении вала прилипшая к нему смазка увлекается в зазор между валом и втулкой, вал «всплывает» и под нагрузкой  $F_r$  смещается масляным клином в направлении вращения (рис. 4.12, б). Положение цапфы вала во вкладыше характеризуется эксцентриситетом  $e$ . Наибольшее давление в масляном клине  $p_{\max}$  возникает в точке, расположенной между направлением нагрузки  $F_r$  и линией центров вала и втулки  $O_1O_2$ . Наименьшая толщина масляного слоя  $h_{\min}$  расположена на линии центров вала и втулки  $O_1O_2$ .

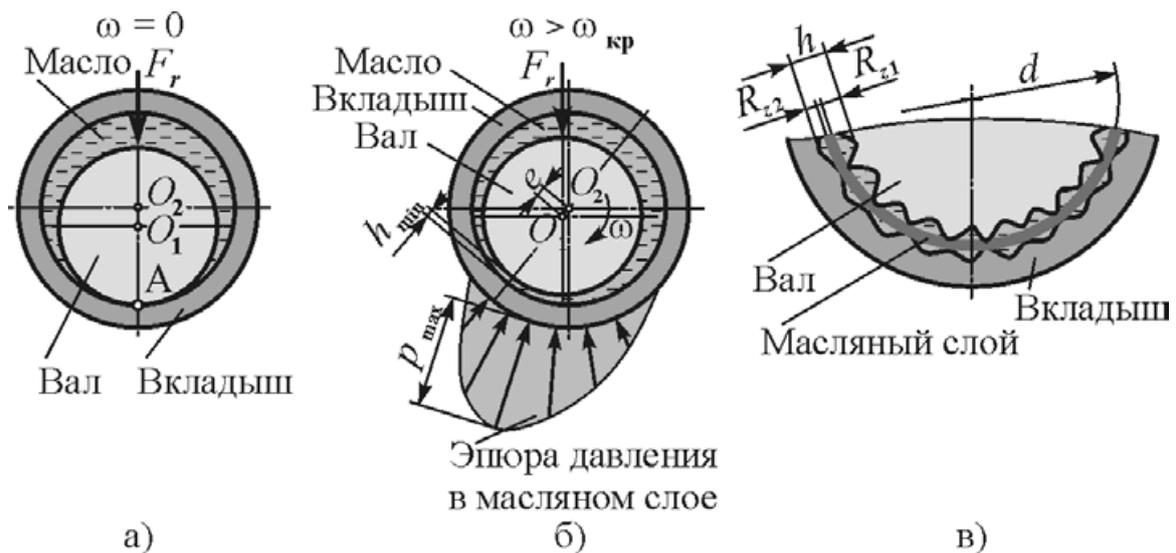


Рис. 4.12. К вопросу о жидкостном трении в подшипнике скольжения

Микрогеометрия цапфы вала и вкладыша приведена на рис. 4.12, в. При некоторой угловой скорости  $\omega$ , превышающей критическое значение  $\omega_{кр}$ , цапфа вала и втулка полностью разделяются масляным слоем, металлический контакт отсутствует.

Исходным для гидродинамического расчета подшипников скольжения является условие, что при установившемся режиме они должны работать без износа, то есть минимальная толщина масляного клина  $h_{\min}$  должна

быть больше суммы высот микронеровностей цапфы вала  $R_{z1}$  и втулки  $R_{z2}$ . С учетом коэффициента безопасности  $s=2$  условие гидродинамического режима запишем в виде

$$h_{\min} \geq 2(R_{z1} + R_{z2}).$$

Расчет проводят в форме проверочного. Величину  $h_{\min}$  определяют из гидродинамического расчета, изучаемого в специальном курсе.

Для увеличения гидродинамической несущей способности масляного клина необходимо уменьшать высоты микронеровностей цапфы вала и втулки. Цапфы валов обрабатывают тонким точением до  $R_z$  1,6...6,3, шлифованием до  $R_z$  0,8...3,2, полированием до  $R_z$  0,05...0,8. Рабочие поверхности вкладышей обрабатывают протягиванием или развертыванием до  $R_z$  1,6...10, шабрением до  $R_z$  3,2...10, тонким растачиванием до  $R_z$  1,6...6,3.

#### **4.2.6. Подшипники с газовой смазкой**

Применение в подшипниках скольжения в качестве смазочного материала газа позволяет резко снизить коэффициент трения и неограниченно повышать частоты вращения. Вязкость воздуха в 100 раз меньше вязкости керосина и практически не зависит от температуры и давления.

Применяют газодинамические и газостатические опоры. Эти опоры требуют высокой точности изготовления, обладают меньшей нагрузочной способностью, чувствительны к перегрузкам и склонны к автоколебаниям.

Газодинамические опоры применяют в турбокомпрессорах, центрифугах, гироскопах и газовых турбинах.

Газостатические опоры применяют, главным образом, в приборах и особо точных станках. В них обязательно принимают меры против возникновения автоколебаний.

#### **4.2.7. Подпятники и гребни**

Назначение подпятников и гребней – воспринимать осевые нагрузки или осуществлять осевую фиксацию вала (см. рис. 3.2, г, д).

В настоящее время подпятники скольжения и гребни по возможности заменяют опорами качения, так как в них нет естественного клинового зазора для обеспечения гидродинамического режима смазки.

## 5. МУФТЫ ПРИВОДОВ

### 5.1. Назначение муфт в приводах машин

По экономическим и технологическим соображениям машины обычно выполняют из отдельных агрегатов (узлов), валы которых соединяют муфтами.

Назначение муфт в приводах – передача вращающего момента между валами, являющимися продолжением один другого, или между валом и установленными на нем деталями: зубчатыми колесами, шкивами, звездочками.

Классификация муфт по разным признакам приведена на рис. 5.1.



Рис. 5.1. Классификация механических муфт

*Нерасцепляемые* (постоянные) муфты обеспечивают постоянное в течение всего времени эксплуатации машины соединение валов.

*Сцепные управляемые* муфты соединяют или разъединяют валы по команде.

*Сцепные самодействующие* (самоуправляемые) муфты срабатывают автоматически, соединяя или разъединяя валы в зависимости от специфики работы машины и принципа действия муфты.

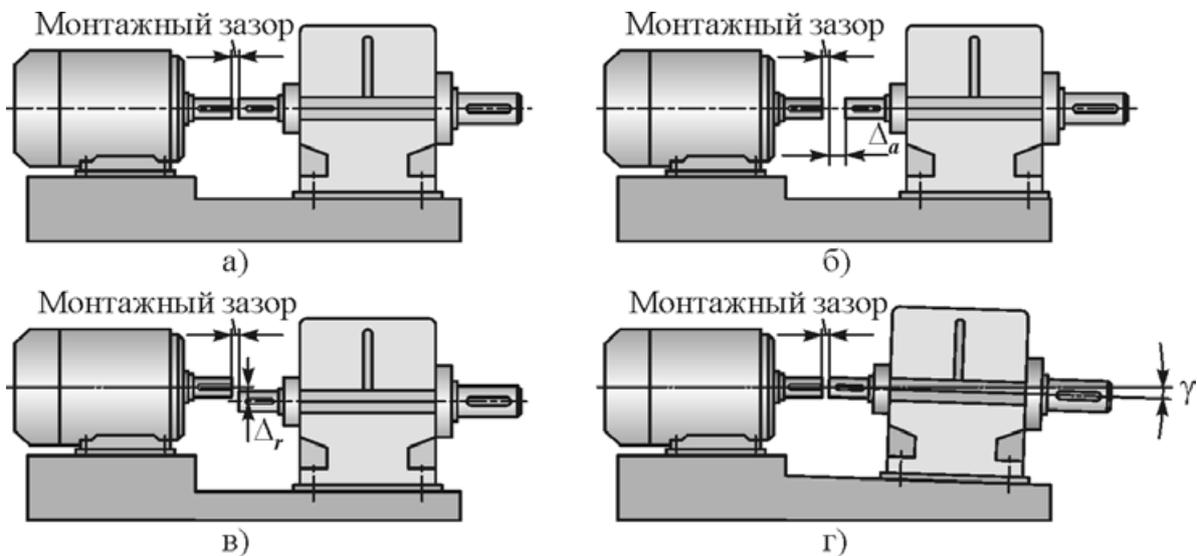
Кроме передачи вращающего момента, муфты некоторых типов могут выполнять дополнительные функции:

- компенсировать смещения валов, вызванные неточностью монтажа узлов;
- смягчать толчки и удары, т.е. улучшать динамические характеристики привода;
- передавать момент только в одном направлении;
- предохранять элементы привода от перегрузок;
- автоматически плавно соединять или разъединять агрегаты при достижении ведущей полумуфтой заданной угловой скорости;

По компенсирующей способности муфты различают:

- неподвижные (глухие) – жестко соединяют строго соосные валы;
- подвижные компенсирующие – обеспечивают работоспособность конструкции в условиях возможных погрешностей монтажа валов.

На рис. 5.2, а показано, что валы идеально соосны, между торцами соединяемых валов обеспечен монтажный зазор, гарантирующий отсутствие соприкосновения валов при работе.



**Рис. 5.2. Виды смещений соединяемых валов**

При соединении агрегатов между собой добиться строгой соосности соединяемых валов практически невозможно из-за ошибок изготовления и монтажа, установки агрегатов на деформируемом основании, а также из-за упругих деформаций валов под нагрузкой.

На рис. 5.2, б показана установка агрегатов с осевым смещением, нарушившим величину требуемого монтажного зазора. На рис 5.2, в валы установлены с радиальным смещением, на рис. 5.2, г показано угловое смещение (угловой переко).

В реальных конструкциях имеют место в той или иной степени все три вида погрешности монтажа валов. Для соединения валов с несовпадающими осями применяют компенсирующие муфты.

По демпфирующей способности муфты различают:

- упругие – имеют упругий элемент, демпфирующий ударные нагрузки;
- жесткие, не обладающие способностью демпфировать ударные нагрузки.

Сцепные самодействующие муфты в зависимости от выполняемых функций подразделяют на несколько типов, основные из которых следующие:

- свободного хода (обгонные);
- предохранительные;
- центробежные.

Муфты свободного хода (обгонные) обеспечивают передачу вращающего момента только в одном направлении, когда угловые скорости ведущей и ведомой полумуфт равны. Если угловая скорость ведомой полумуфты превысит угловую скорость ведущей, муфта автоматически разъединяет валы.

Предохранительные муфты предохраняют узлы агрегатов от случайных перегрузок. Перегрузки могут быть вызваны особенностями рабочих процессов машин (дробильные, землеройные машины и др.), изменением условий работы машины (прекращение подачи смазочного материала, появление заедания и др.).

Центробежные муфты служат для автоматического плавного соединения (или разъединения) агрегатов при достижении ведущей полумуфтой заданной угловой скорости.

Основной характеристикой нагруженности муфты является вращающий момент  $T$ . Расчетный вращающий момент  $T$ , действующий на муфту, приближенно определяют в зависимости от динамических свойств машины, характеризуемых степенью неравномерности вращения и величиной разгоняемых масс, т.е. динамической составляющей вращающего момента на муфте:

$$T = KT_n,$$

где  $T_n$  – номинальный момент на валу, Н·м;

$K$  – коэффициент динамичности.

Приближенно принимают:

$K = 1,0 \dots 1,5$  – для машин с небольшими разгоняемыми массами и небольшой переменной нагрузкой (конвейеры, металлорежущие станки);

$K = 1,5 \dots 2,0$  – для машин со средними разгоняемыми массами и средней переменной нагрузкой (поршневые компрессоры, строгальные станки, мельницы);

$K = 2,5 \dots 3,0$  – для машин с большими разгоняемыми массами и значительной переменной нагрузкой в виде ударов (молоты, прокатные станы, шаровые мельницы).

## 5.2. Муфты неподвижные (глухие)

Муфты неподвижные (глухие) предназначены для жесткого соединения строго соосных валов. Основные области применения – соединение длинных валопроводов, а также при стесненных габаритах.

### 5.2.1. Муфта втулочная

Втулочная муфта (рис. 5.3) представляет собой втулку, надетую с монтажным зазором на концы соединяемых валов. Муфта отличается малыми габаритами по диаметру, но усложняет монтаж из-за необходимости больших осевых смещений соединяемых агрегатов. Условия монтажа муфты затрудняют применение посадок с натягом.

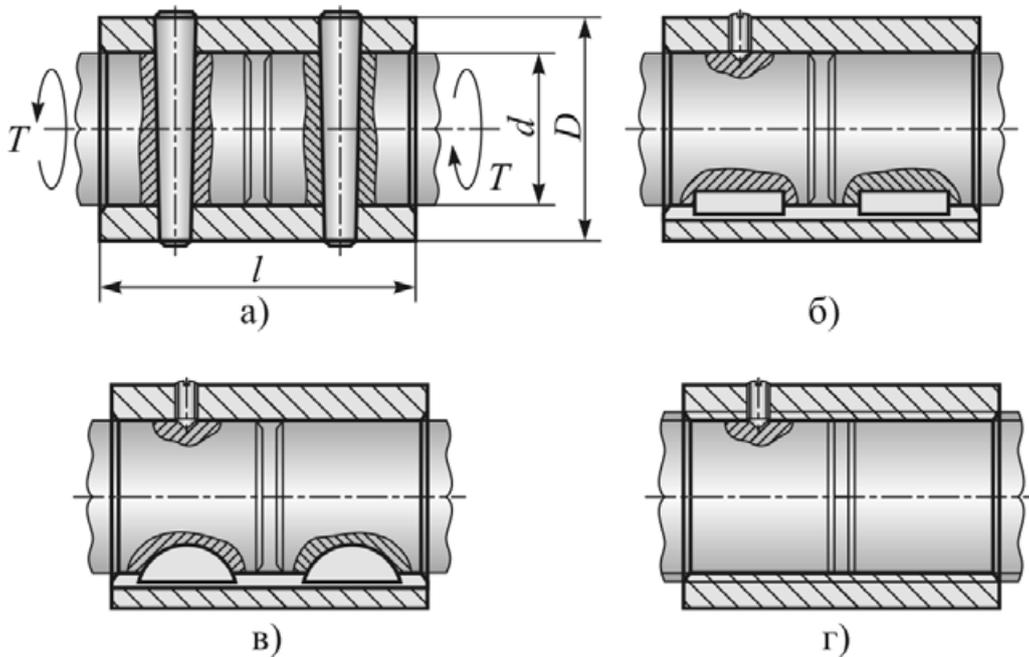


Рис. 5.3. Муфты втулочные

Муфты стандартизованы в диапазоне диаметров  $d = 4 \dots 100$  мм.

Предусмотрены четыре исполнения:

- исполнение 1 – со штифтами (рис 5.3, а);
- исполнение 2 – с призматическими шпонками (рис 5.3, б);
- исполнение 3 – с сегментными шпонками (рис 5.3, в);
- исполнение 4 – со шлицами (рис 5.3, г).

Муфты жесткие, не компенсирующие.

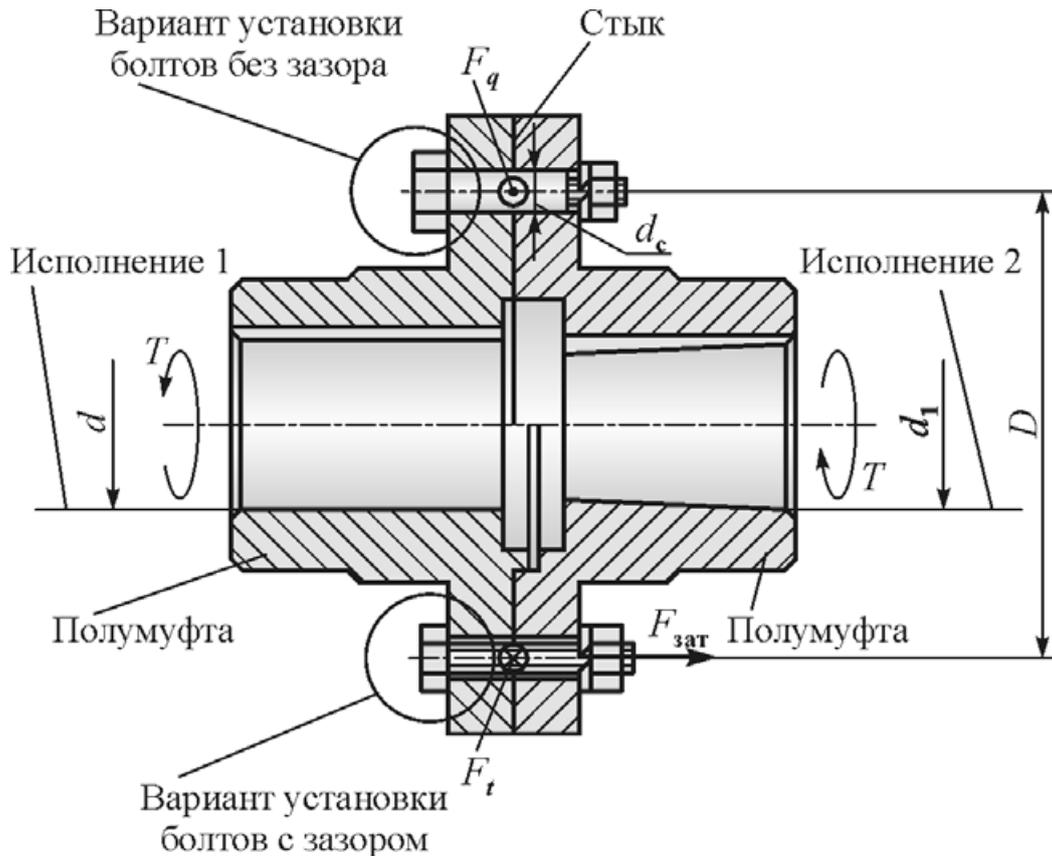
Габаритные размеры муфты  $D$  и  $l$  связаны с диаметром вала  $d$  зависимостями:

$$D = (1,5 \dots 1,6)d \text{ и } l = (2,5 \dots 4,0)d .$$

### 5.2.2. Муфта фланцевая

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт, выполненных в виде ступиц с фланцами, стянутыми болтовыми соединениями (рис. 5.4). Применяют два варианта установки болтов в полумуфты:

- без зазора – болты запрессованы в совместно изготовленные отверстия;
- с зазором – болты свободно вставлены в отверстия большего диаметра.



**Рис. 5.4. Муфта фланцевая**

При установке болтов с зазором полумуфты центрируются между собой центрирующим буртиком, чем гарантируется соосность соединяемых валов.

Конструкция с болтами, установленными без зазора, сложнее в изготовлении, однако передает существенно большие моменты и поэтому более предпочтительна. В этой конструкции болты работают на срез в плоскости стыка фланцев. Предполагая, что весь момент передается болтами, работающими на срез, поперечную силу, срезающую один болт, определим по формуле

$$F_q = \frac{2 \cdot 10^3 T}{Dz},$$

где  $D$  – диаметр расположения болтов, мм;

$z$  – число болтов.

Проверочный расчет болтов на срез в плоскости стыка при известной силе  $F_q$  проводят по формуле (1.3).

При установке болтов с зазором вращающий момент передается силами трения в стыке фланцев, для чего болты предварительно затягивают усилием  $F_{\text{зат}}$ .

Силу затяжки болтов  $F_{\text{зат}}$  для передачи вращающего момента  $T$  найдем из условия, что передаваемый муфтой момент  $T$  меньше момента трения  $T_{\text{тр}}$  в стыке полумуфт:

$$T < T_{\text{тр}} \text{ или } Ts = T_{\text{тр}},$$

где  $s$  – коэффициент запаса сцепления при действии случайных перегрузок и нестабильности сил трения, принимаемый равным 1,2...1,5.

Момент трения связан с усилием затяжки болтов зависимостью

$$T_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{зат}} z f D}{2 \cdot 10^3}, \text{ откуда } F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot 10^3 T s}{D z f}.$$

В формулах:

$f$  – коэффициент трения в стыке, для сухих металлических поверхностей фланцев  $f = 0,15 \dots 0,20$ .

Иногда половину болтов устанавливают во фланцах полумуфт без зазора, вторую половину – с зазором. В этом случае центрирование полумуфт осуществляют болты, установленные без зазора. Вращающий момент с одной полумуфты на другую передается стержнями болтов, поставленных без зазора, и силами трения на фланцах от затяжки болтов. Задача является статически неопределимой.

Муфты жесткие не компенсирующие, стандартизованы в диапазоне диаметров  $d = 11 \dots 250$  мм.

Предусмотрены два исполнения:

- исполнение 1 – с цилиндрическим отверстием под вал;
- исполнение 2 – с коническим отверстием под вал.

### 5.3. Муфты компенсирующие жесткие

Компенсирующие жесткие муфты предназначены для соединения валов в условиях несоосности. Эти муфты не обладают упругими свойствами и поэтому не способны гасить ударные нагрузки. При наличии погрешностей монтажа валов опоры валов дополнительно нагружаются силами и изгибающими моментами, зависящими от величины погрешностей монтажа. С ростом смещений валов ресурс муфты снижается.

#### 5.3.1. Муфта зубчатая

Зубчатая муфта (рис. 5.5) состоит из двух одинаковых втулок 1 и 2 с внешними зубьями и надетых на них обойм 3 и 4 с внутренними зубьями. Зубчатые втулки насаживаются на концы соединяемых валов. Обоймы стягиваются болтами. Зубья втулок и обойм эвольвентные с углом профиля  $\alpha = 20^\circ$  и коэффициентом высоты головки  $h_a^* = 0,8$ . Число зубьев каждого венца  $z = 30 \dots 56$  в зависимости от размера муфты.

Центрирование обойм осуществляют по вершинам зубьев втулок.

Втулки имеют цилиндрические бурты для проверки соосности валов индикатором и резьбовые отверстия для крепления стоек индикаторов.

Для компенсации линейных и угловых погрешностей расположения соединяемых валов:

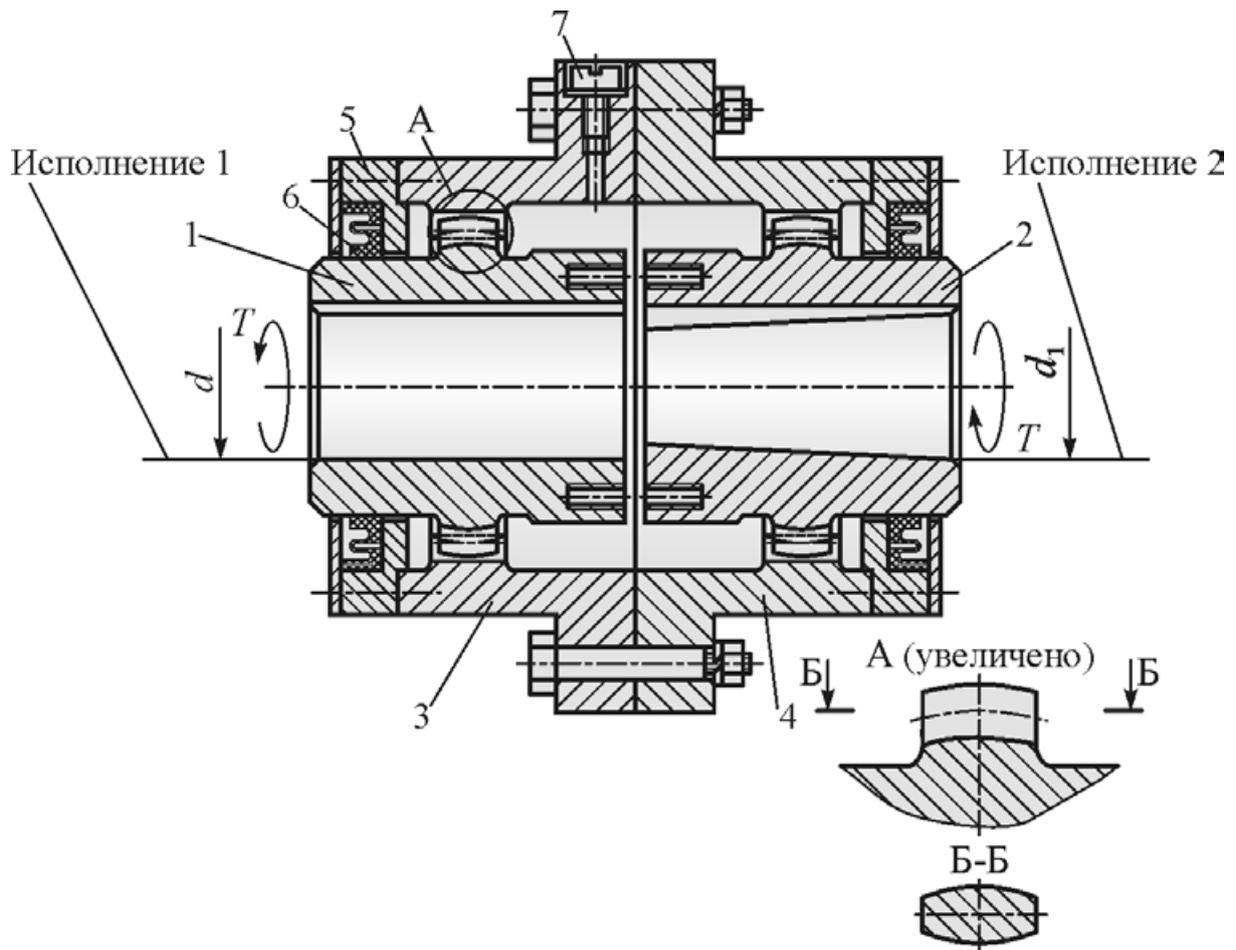
- заготовку втулки под нарезку зубьев обтачивают по сферической поверхности (см. место А на рис. 5.5);
- зубу придают бочкообразную форму (см. сечение Б-Б на рис. 5.5);
- венцы располагают на значительном расстоянии один от другого в осевом направлении.

Муфты смазывают маслом большой вязкости. В крышках 5, закрывающих внутреннюю полость муфты, расположены специальные резиновые уплотнения 6 повышенной податливости, удерживающие смазочное масло внутри муфты. Пробка 7 служит для заливки в муфту масла.

Предусмотрены два исполнения:

- исполнение 1 – с цилиндрическим отверстием под вал;
- исполнение 2 – с коническим отверстием под вал.

Зубчатые муфты обладают большой несущей способностью и надежностью из-за большого числа зубьев, передающих вращающий момент, а также хорошо работают при высоких частотах вращения.



**Рис. 5.5. Муфта зубчатая**

Компенсирующая способность муфт:

- радиальное смещение 0,4...1,2 мм;
- осевое смещение 2,0...6,0 мм;
- угловое смещение  $0^{\circ}30' \dots 1^{\circ}30'$ .

При угловом смещении валов зуб втулки скользит по зубу обоймы, занимая крайние положения через каждую половину оборота. Это приводит к износу зубьев. Наличие сил трения между зубьями вызывает появление на валах изгибающего момента  $M_{и} \approx 0,1T$ .

Для снижения интенсивности износа зубьев заготовки втулок и обойм изготавливают из сталей марок 35ХМ, 45 и др. с твердостью поверхности  $H = 42 \dots 50 \text{ HRC}$ .

Муфты стандартизованы в диапазоне диаметров валов  $d = 40 \dots 200 \text{ мм}$ .

Размеры муфт подбирают по таблице в зависимости от наибольшего длительно действующего момента  $T_{н}$  с проверкой условий:

$$T_{н} K_1 K_2 K_3 \leq T_{\text{табл}} \text{ и } T_{\text{мах}} \leq 2T_{\text{табл}},$$

где  $K_1$  – коэффициент безопасности, принимаемый равным 1, если поломка муфты не вызывает аварии машины; 1,2 – если поломка муфты ведет к аварии машины; 1,5 – если поломка муфты ведет к аварии ряда машин; 1,8 – если поломка муфты может привести к человеческим жертвам;

$K_2$  – коэффициент условий работы муфты, выбираемый в пределах от 1 при спокойной работе равномерно нагруженных механизмов до 1,5 при тяжелых условиях работы с ударами неравномерно нагруженных и реверсивных механизмов;

$K_3$  – коэффициент углового смещения полумуфт, принимаемый равным 1 при  $\gamma \leq 0,25^\circ$ ; 1,25 при  $\gamma = 0,5^\circ$ ; 1,5 при  $\gamma = 1^\circ$ ; 1,75 при  $\gamma = 1,5^\circ$ ;

$T_{\text{табл}}$  – табличное значение момента для данного типоразмера муфты, Н·м.

$T_{\text{max}}$  – наибольший момент, передаваемый муфтой при кратковременных перегрузках, Н·м.

### 5.3.2. Муфта цепная

Цепная муфта состоит из двух одинаковых полумуфт в виде звездочек, роликовой цепи, охватывающей их, и кожуха (рис. 5.6). Полумуфты посажены на соединяемые валы. Момент между полумуфтами передается цепью.

Применяют муфты двух типов:

- тип 1 – с однорядной цепью;
- тип 2 – с двухрядной цепью.

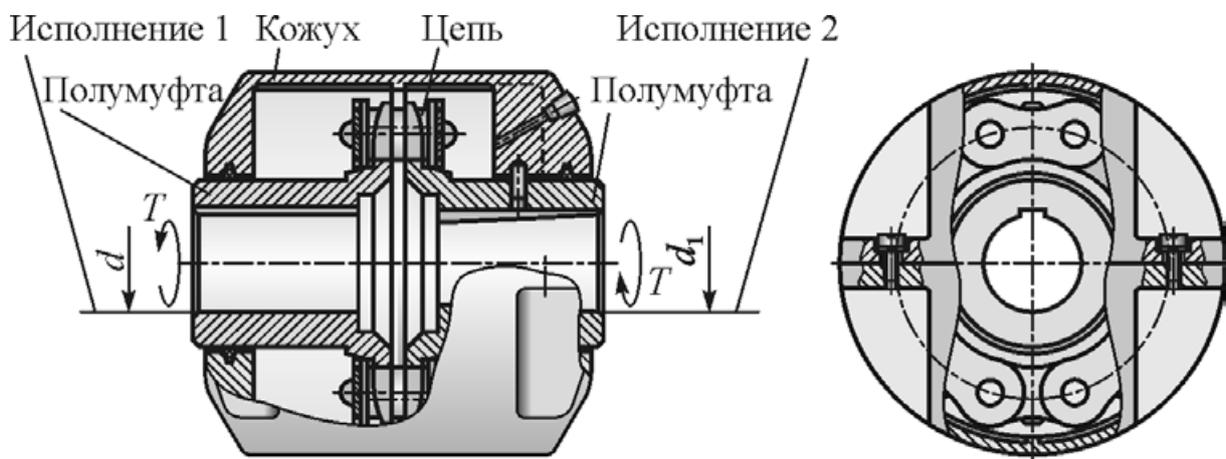


Рис. 5.6. Муфта цепная

Основное применение имеют однорядные цепи. Компенсирующая способность таких муфт:

- радиальное смещение 0,16...1,20 мм;
- угловое смещение  $1^{\circ}00' \dots 1^{\circ}12'$ .

При больших углах перекоса (до  $3 \dots 5^{\circ}$ ) применяют двухрядные роликовые цепи с бочкообразными роликами.

Муфта проста по конструкции, имеет относительно небольшие габариты, удобна в монтаже и демонтаже без осевых смещений валов.

Цепные муфты не рекомендуется применять для реверсивных приводов и при работе с большими динамическими нагрузками.

Муфты стандартизованы в диапазоне диаметров  $d = 20 \dots 180$  мм.

Применяют четыре исполнения по посадочной поверхности:

- исполнение 1 – с цилиндрическим отверстием под вал;
- исполнение 2 – с коническим отверстием под вал;
- исполнение 3 – с прямобочными шлицами;
- исполнение 4 – с эвольвентными шлицами.

#### **5.4. Муфты компенсирующие упругие**

Компенсирующие упругие муфты предназначены для соединения валов в условиях несоосности с возможностью демпфирования (сглаживания) ударных нагрузок. При наличии погрешностей монтажа валов опоры валов дополнительно нагружаются силами и изгибающими моментами, зависящими от величины погрешностей монтажа. С ростом смещений валов ресурс муфты снижается.

##### *5.4.1. Свойства и назначение упругих муфт*

Помимо компенсирующих свойств назначение упругих муфт – снижение динамических нагрузок в приводе и предотвращение опасных колебаний.

Упругая муфта состоит из двух полумуфт, соединенных упругими элементами, которые могут быть как металлическими (пружины), так и неметаллическими.

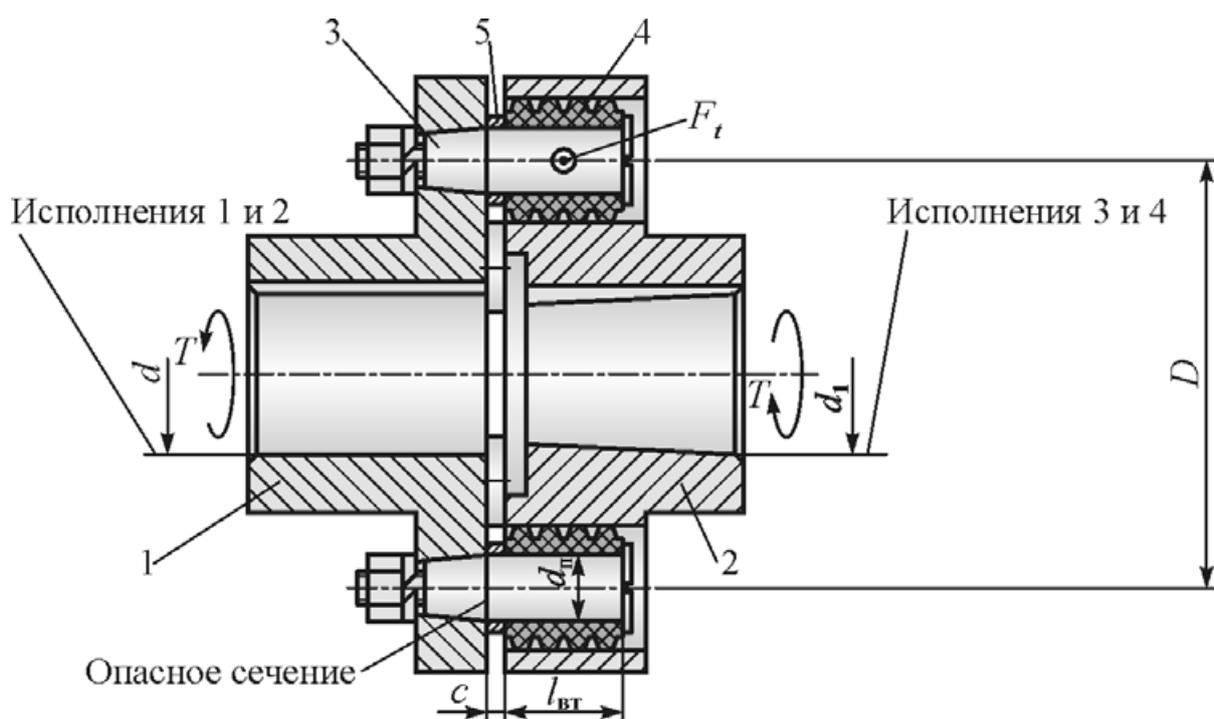
При динамических нагрузках упругие муфты аккумулируют и частично рассеивают энергию. С помощью упругих муфт можно предотвратить возможность появления резонансных колебаний.

Упругие муфты бывают постоянной и переменной жесткости. Муфты постоянной жесткости имеют линейную характеристику (линейная зависимость угла закручивания от момента), муфты переменной жесткости – нелинейную.

Муфты с нелинейной характеристикой используют в приводах, где опасны крутильные колебания, например в приводах поршневых машин. Правильно подобранная упругая муфта по крутильной жесткости и демпфирующей способности может существенно снизить амплитуду вредных крутильных колебаний в приводах машин, что повышает ресурс последних.

#### 5.4.2. Муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) содержит две полумуфты 1 и 2, надеваемые на соединяемые валы (рис. 5.7). В полумуфте 1 закреплены посредством гаек по коническим поверхностям металлические пальцы 3, число которых в зависимости от типоразмера муфты  $z = 4 \dots 10$ . На пальцы надеты гофрированные резиновые втулки, свободно входящие в отверстия полумуфты 2, и металлические дистанционные кольца 5, обеспечивающие монтажный зазор  $c$ .



**Рис. 5.7. Муфта упругая втулочно-пальцевая**

Вращение от полумуфты 1 через пальцы 3 и резиновые втулки 4 передается на полумуфту 2. Упругие элементы подвергаются неравномерному сжатию. Гофрированная форма втулок повышает их податливость, способствуя выравниванию напряжений.

Эти муфты благодаря простоте конструкции и удобству замены упругих элементов получили в приводах широкое применение, хотя их

нагрузочная, компенсирующая и демпфирующая способность невелики из-за малого объема резиновых упругих элементов.

Муфты стандартизованы в диапазоне диаметров  $d = 9 \dots 160$  мм.

Применяют четыре исполнения по посадочной поверхности:

– исполнение 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов;

– исполнение 2 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов;

– исполнение 3 – с коническим отверстием для длинных концов валов;

– исполнение 4 – с коническим отверстием для коротких концов валов.

Компенсирующая способность муфт:

– радиальное смещение  $0,2 \dots 0,6$  мм;

– осевое смещение  $1,0 \dots 5,0$  мм;

– угловое смещение  $0^\circ 30' \dots 1^\circ 30'$ .

Радиальные и угловые смещения валов существенно снижают срок службы упругих элементов и повышают нагрузки на валы и опоры. Радиальные нагрузки на валы при этом могут достигать  $0,15 \dots 0,3$  от суммарной окружной силы на пальцах.

Расчеты элементов муфты на прочность проводят в качестве проверочных: палец проверяют на изгиб как консольную балку с приложенной к ней в середине втулки окружной силой  $F_t$ , втулку проверяют на давление в зоне контакта втулки с пальцем.

Напряжения изгиба пальца (см. формулу 1.4)

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_x} \leq [\sigma]_{\text{и}},$$

где  $M_{\text{и}}$  – наибольший изгибающий момент, возникающий в месте заделки пальца в полумуфту 1, Н·мм;

$W_x$  – момент сопротивления изгибу сечения пальца, мм<sup>3</sup>;

$[\sigma]_{\text{и}}$  – допускаемые напряжения изгиба пальца, МПа.

Изгибает палец окружная сила  $F_t$ , которая в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами вычисляется по формуле

$$F_t = \frac{2000T}{D_z},$$

где  $T$  – расчетный вращающий момент, передаваемый муфтой, Н·м;

$D$  – диаметр расположения пальцев, мм.

Тогда момент, изгибающий палец, и момент сопротивления изгибу

$$M_{\text{и}} = F_t \left( \frac{l_{\text{вт}}}{2} + c \right) \text{ и } W_x = 0,1d_{\text{п}}^3.$$

Материал пальца по прочности принимают не ниже, чем сталь 45. Допускаемые напряжения  $[\sigma]_{\text{и}} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_{\text{т}}$ , где  $\sigma_{\text{т}}$  – предел текучести материала пальца.

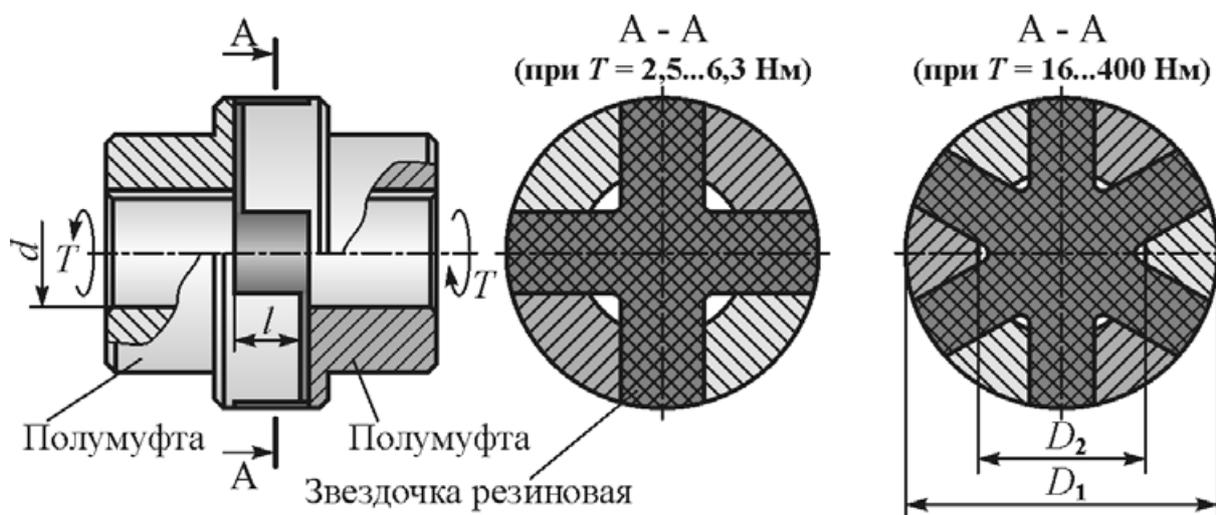
Давления в зоне контакта втулки с пальцем вычисляют по формуле

$$p = \frac{F_t}{d_{\text{п}} l_{\text{вт}}} \leq [p],$$

где  $[p]$  – допускаемые давления для резиновой втулки,  $[p] = 2 \dots 4$  МПа.

### 5.4.3. Муфта упругая с резиновой звездочкой

Муфта упругая с резиновой звездочкой (рис. 5.8) состоит из двух полумуфт фланцевого типа с двумя или тремя торцовыми кулачками каждая. Между кулачками расположена упругая резиновая звездочка с лепестками, число которых равно суммарному числу кулачков полумуфт. При малых моментах  $T = 2,5 \dots 6,3$  Н·м число лепестков равно четырем (исполнение I), при больших моментах – шести (исполнение II).



**Рис. 5.8. Муфта упругая со звездочкой**

Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев, что является некоторым недостатком муфты.

Эти муфты обладают повышенной радиальной, угловой и осевой жесткостью.

Муфты стандартизованы в диапазоне диаметров  $d = 6 \dots 45$  мм.

Компенсирующая способность муфт:

- радиальное смещение 0,1...0,4 мм;
- осевое смещение 1,0...5,0 мм;
- угловое смещение  $1^{\circ}00' \dots 1^{\circ}30'$ .

Звездочку проверяют по условному давлению в предположении равномерного распределения давления по поверхности лепестка и приложения окружной силы по среднему диаметру контакта лепестков звездочки с кулачками полумуфт:

$$p = \frac{F_t}{hl} \leq [p],$$

где  $F_t$  – окружная сила на среднем диаметре кулачка, Н;

$h$  – высота зоны контакта кулачков с лепестками звездочки, мм;

$l$  – длина лепестка звездочки, мм;

$[p]$  – допускаемое давление на звездочку,  $[p] = 4 \dots 7$  МПа.

Окружная сила

$$F_t = \frac{2000T}{d_c z},$$

где  $d_c$  – средний диаметр контакта кулачков с лепестками звездочки, мм;

$z$  – число кулачков на одной полумуфте (равное половине лепестков звездочки).

Согласно рис. 5.8:

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2} \quad \text{и} \quad d_c = \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

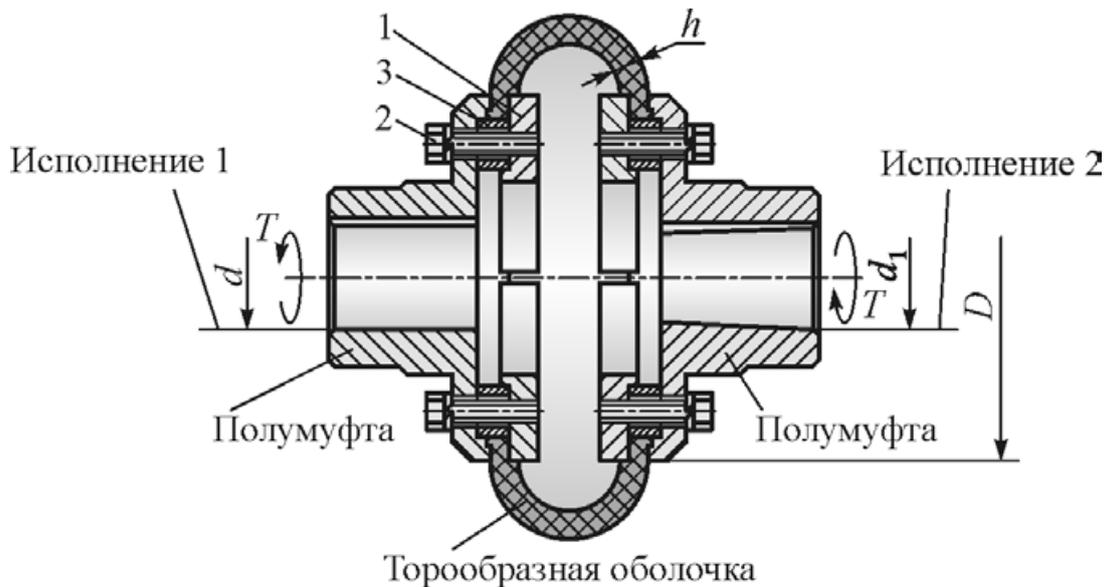
#### 5.4.4. Муфта упругая с торообразной оболочкой

Муфта содержит две одинаковые полумуфты, между которыми расположен упругий элемент в виде тора. Края тора прижаты к полумуфтам нажимными полукольцами 1 и винтами 2, равномерно расположенными по окружности (рис. 5.9). Полукольца обеспечивают монтаж муфты вследствие возможности их установки во внутрь оболочки. Они центрируются проставочным кольцом 3. Длина кольца подобрана такой, чтобы исключить пережатие оболочки при затяжке болтов.

Упругая оболочка изготовлена из резины, армированной нитями корда. При малых нагрузках применяют упругий элемент из резины (без корда). Муфта обладает высокой компенсирующей способностью:

- радиальное смещение 1...5 мм;
- осевое смещение 1...11 мм;
- угловое смещение  $1^{\circ}00' \dots 1^{\circ}30'$ .

Однако необходимо помнить, что с увеличением погрешностей монтажа валов возрастают циклические деформации в упругом элементе и снижается его ресурс.



**Рис. 5.9. Муфта упругая с торообразной оболочкой**

Недостатком муфты является большой диаметральный размер, а также появление осевых сил, сближающих полумуфты при вращении, вследствие действия центробежных сил.

Муфты стандартизованы в диапазоне диаметров  $d = 14 \dots 240$  мм.

Предусмотрены два исполнения:

- исполнение 1 – с цилиндрическим отверстием под вал;
- исполнение 2 – с коническим отверстием под вал.

Расчет упругой оболочки является проверочным и проводится по напряжениям крутильного сдвига в кольцевом сечении на диаметре  $D$ :

$$\tau_c = \frac{F_t}{A_c} \leq [\tau]_c,$$

где  $F_t$  – расчетная окружная сила на диаметре заземления оболочки  $D$ , Н;

$A_c$  – площадь сечения сдвига, мм<sup>2</sup>;

$[\tau]_c$  – допускаемые напряжения на сдвиг оболочки,  $[\tau]_c = 0,45 \dots 0,50$  МПа.

В приведенной формуле:

$$F_t = \frac{2000T}{D} \text{ и } A_c = \pi Dh,$$

где  $h$  толщина оболочки, мм.

## Лекция № 13

### 5.5. Муфты предохранительные

Предохранительные муфты предохраняют детали привода от возможных перегрузок случайного характера. Перегрузки могут быть вызваны особенностями рабочих процессов машины (дробильные, землеройные машины и др.), изменением условий работы машины (прекращение подачи смазочного материала, затупление режущего инструмента и др.), завышением режимов обработки металлорежущего станка и т.д.

По принципу работы механические предохранительные муфты разделяют на:

- фрикционные;
- с разрушающимся элементом;
- пружинно-кулачковые и пружинно-шариковые.

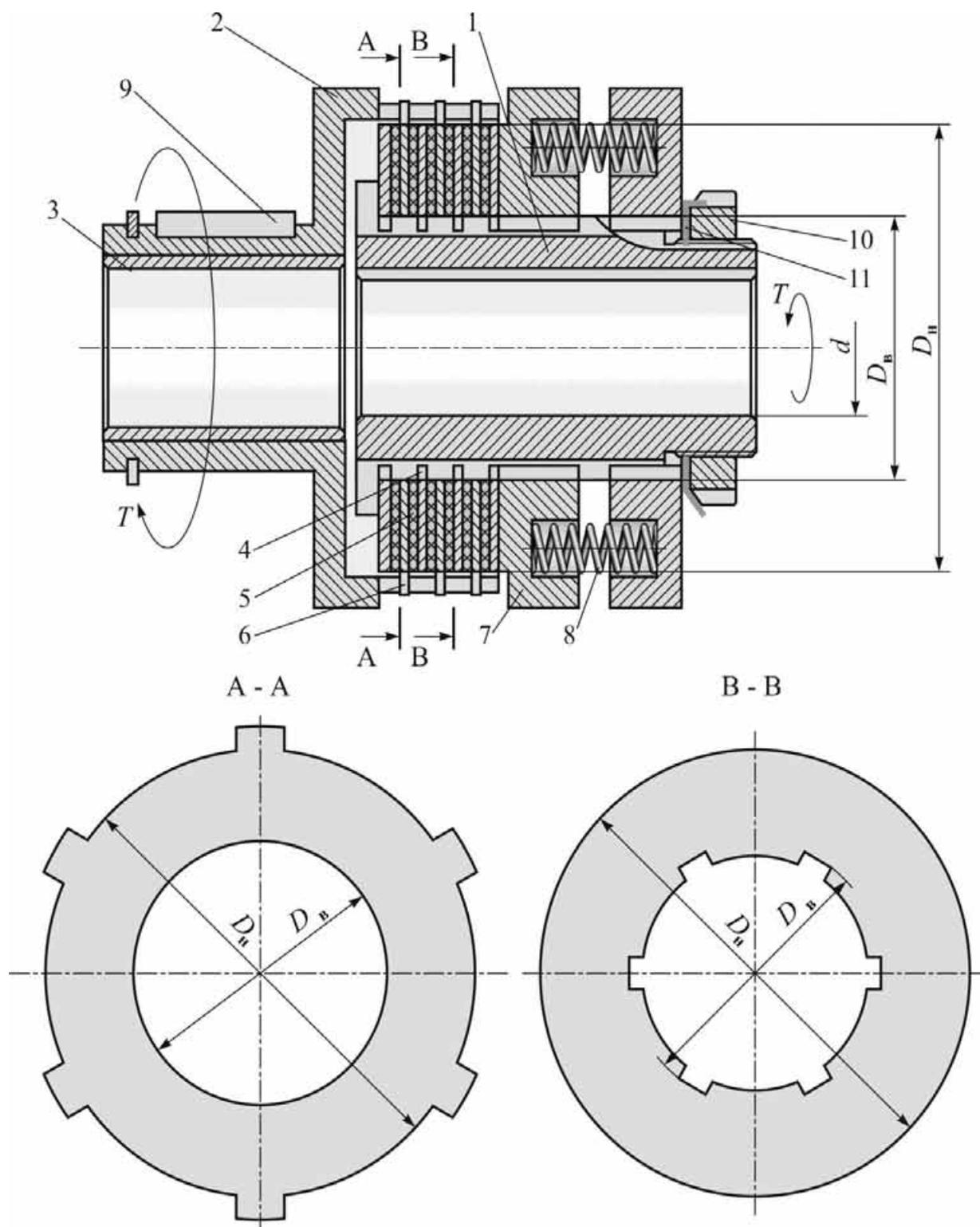
#### 5.5.1. Муфта предохранительная фрикционная многодисковая

Муфта предохранительная фрикционная многодисковая содержит полумуфты 1 и 2, установленные на одном валу (рис. 5.10). Полумуфта 1 непосредственно посажена на вал и получает вращение от него через шпонку или шлицы. Полумуфта 2 посажена на вал через втулку 3, выполненную из антифрикционного материала и являющуюся подшипником скольжения.

Полумуфта 1 через шлицы соединена с дисками 4. Полумуфта 2 через шлицы соединена с дисками 6, на которых закреплены фрикционные накладки 5 клеевым соединением или посредством заклепок. Фрикционные накладки обладают высоким и стабильным коэффициентом трения, высокой износостойкостью.

В многодисковой муфте диски 4 и диски 6 чередуются, образуя несколько поверхностей трения. Все диски прижаты друг к другу через нажимной диск 7 пружинами 8. При небольших вращающих моментах применяют одну центральную пружину, при больших нагрузках конструкция получается рациональнее при применении нескольких пружин меньших размеров, равномерно распределенных по окружности.

От ведущего вала вращение через шпонку или шлицы подается на полумуфту 1, вращающую ведущие диски 4. Силами трения, реализуемыми за счет сжатия дисков пружинами, во вращение увлекаются ведомые диски 6, передающие вращение своими шлицами на ведомую полумуфту 2, от которой через шпонку 9 передается вращающий момент на исполнительный механизм.



**Рис. 5.10. Муфта предохранительная фрикционная дисковая**

При перегрузке привода сцепление ведущих дисков 4 с фрикционными накладками 5 становится недостаточным, при вращающихся ведущих дисках 4 ведомые диски вместе с фрикционными накладками останавливаются. Ведомая муфта при этом останавливается, а вал вращается во втулке 3.

Момент пробуксовки муфты регулируют величиной осадки пружины посредством гайки 10 со стопорной шайбой 11.

Диаметральные размеры дисков назначают конструктивно в зависимости от диаметра вала:

– наружный диаметр фрикционных накладок

$$D_{\text{н}} = (3 \dots 5)d;$$

– внутренний диаметр фрикционных накладок

$$D_{\text{в}} = (0,5 \dots 0,6)D_{\text{н}}.$$

Суммарное осевое усилие  $F_a$  от всех пружин определяют из расчета на износостойкость по допускаемому давлению на поверхности трения дисков:

$$F_a \leq [p] \frac{\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2)}{4}, \quad (5.1)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление для фрикционной накладки, МПа.

При давлении, превышающем допускаемое, возрастает интенсивность износа фрикционных накладок и нагрева муфты при пробуксовке в моменты перегрузок.

В табл. 5.1 приведены рекомендуемые материалы фрикционных накладок, допускаемые давления и коэффициенты трения в паре со стальным или чугунным диском при трении без смазки.

**Таблица 5.1**  
**Параметры фрикционных пар дисковых предохранительных муфт**

Материалы трущихся поверхностей	Коэффициент трения $f$	Допускаемое давление $[p]$ , МПа
Сталь или чугун по асбестовой накладке	0,3	0,2...0,3
Сталь или чугун по ретинаксу	0,3	1,0...1,5
Сталь или чугун по дискам из порошковых материалов	0,1...0,2	0,8...1,0

Число пар трения  $z$  определяют расчетом:

$$z \geq \frac{T_{\text{пр}}}{T_{\text{тр}}}, \quad (5.2)$$

где  $T_{\text{пр}}$  – предельный момент, при превышении которого наступает буксование фрикционной пары, Н·м;

$T_{\text{тр}}$  – момент трения, реализуемый одной парой трения, Н·м.

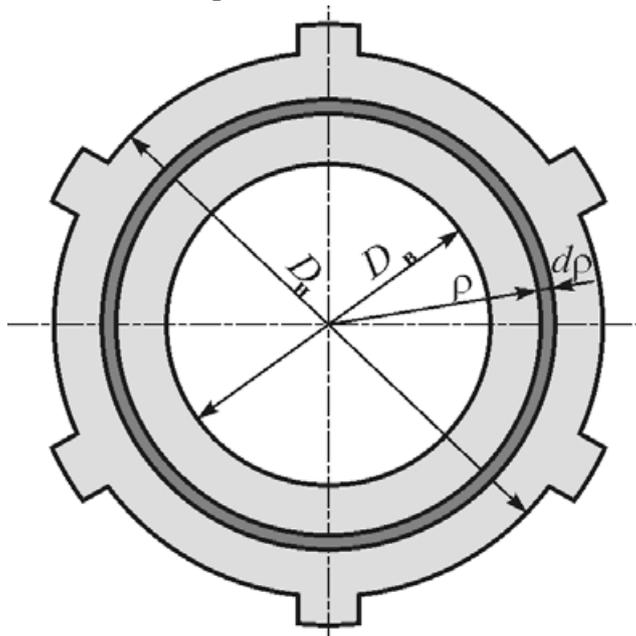
Предельный момент  $T_{\text{пр}}$  превышает расчетный момент  $T$  :

$$T_{\text{пр}} = sT,$$

где  $s$  – коэффициент запаса сцепления,  $s = 1,25 \dots 1,50$ .

Момент трения, реализуемый одной парой трения, определим, интегрируя выражение для момента трения на элементарном участке фрикционного элемента. Выделим на фрикционном элементе диска кольцевой элемент с радиусом  $\rho$  и шириной  $d\rho$  (рис. 5.11), для которого сила нормального давления  $F_N$  определяется как произведение давления  $p$  на площадь элемента  $A = 2\pi\rho d\rho$ , сила трения на элементе  $F_{\text{тр}} = F_N f$  и элементарный момент  $dT = F_{\text{тр}}\rho$ . Интегрируя подинтегральную функцию в пределах от  $D_B/2$  до  $D_H/2$  получим:

$$T_{\text{тр}} = \int_{D_B/2}^{D_H/2} p 2\pi\rho d\rho f \rho = 2\pi p f \int_{D_B/2}^{D_H/2} \rho^2 d\rho = 2\pi p f \frac{D_H^3 - D_B^3}{24} = \pi p f \frac{D_H^3 - D_B^3}{12}. \quad (5.3)$$



**Рис. 5.11. К вопросу о моменте трения в контакте фрикционной пары**

Выразив из формулы (5.1) допускаемые давления  $[p]$  и перейдя в формуле (5.3) от  $p$  к  $[p]$ , формулу (5.3) преобразуем:

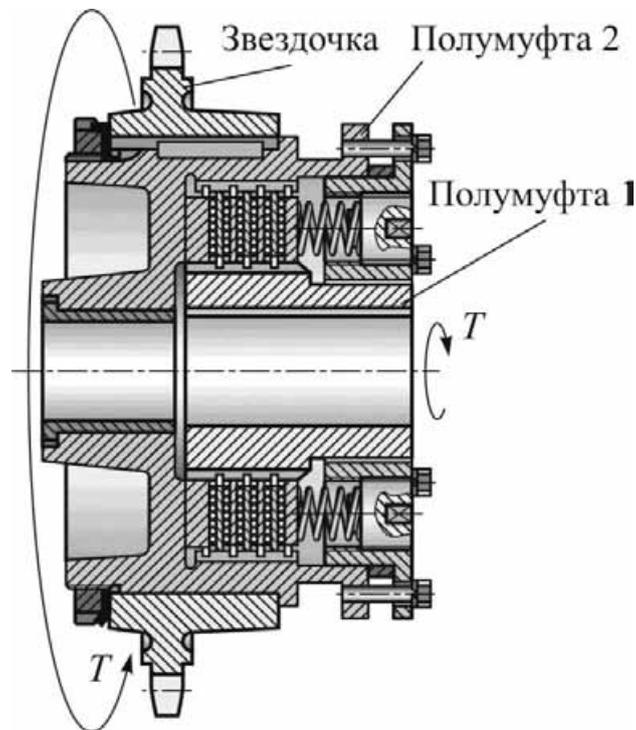
$$T_{\text{тр}} = \frac{F_a f}{3} \cdot \frac{D_H^3 - D_B^3}{D_H^2 - D_B^2} = F_a f R_{\text{тр}},$$

где  $R_{\text{тр}}$  – приведенный радиус кольца трения,

$$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_{\text{н}}^3 - D_{\text{в}}^3}{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2}.$$

Полученное по формуле (5.2) число пар трения округляют до ближайшего четного и определяют число ведомых дисков  $z_1 = 0,5z$  и ведущих  $z_2 = z_1 + 1$ .

Существенным недостатком рассмотренной конструкции муфты является отсутствие компенсирующей способности, поэтому ее невозможно применить для соединения валов, имеющих погрешности монтажа. Пример рационального использования муфты этой конструкции приведен на рис. 5.12, где муфта встроена в звездочку цепной передачи, причем звездочка может быть как ведущей (муфта посажена на ведомый вал редуктора), так и ведомой (муфта посажена на вал исполнительного механизма).

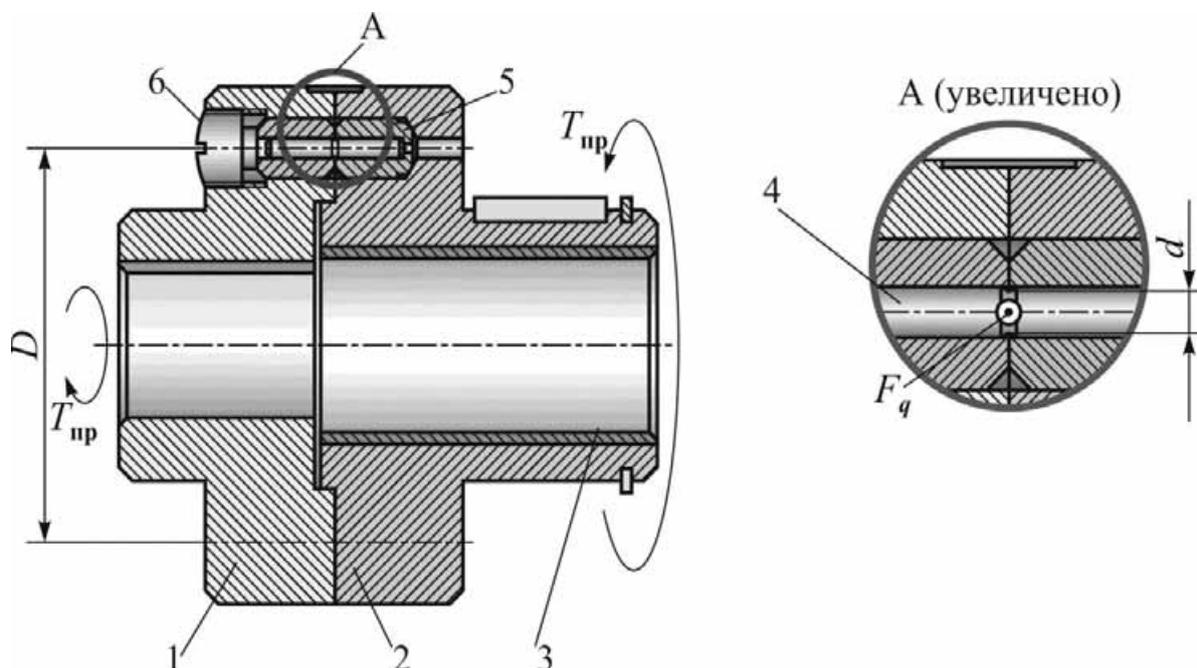


**Рис. 5.12. Муфта предохранительная фрикционная дисковая, встроенная в звездочку**

### 5.5.2. Муфта предохранительная со срезным штифтом

Муфта предохранительная со срезным штифтом содержит полумуфты 1 и 2, установленные на одном валу (рис. 5.13). Полумуфта 1 непосредственно посажена на вал и получает вращение от него через шпонку или шлицы. Полумуфта 2 посажена на вал через втулку 3,

выполненную из антифрикционного материала и являющуюся подшипником скольжения.



**Рис. 5.13. Муфта предохранительная со срезным штифтом**

Полумуфты соединены между собой одним или несколькими цилиндрическими штифтами 4 с кольцевой проточкой в плоскости стыка полумуфт для повышения точности срабатывания при перегрузке. Муфты с одним штифтом имеют большую точность срабатывания, однако валы и опоры дополнительно нагружаются радиальной консольной силой. В муфтах с несколькими штифтами взаимно компенсируются нагрузки, передаваемые на вал.

Штифты обычно выполняют из углеродистой улучшенной стали. Штифты установлены во втулки 5, закаленные до высокой твердости, во избежание повреждений отверстий во фланцах полумуфт при срезании штифтов. Резьбовая пробка 6 удерживает штифт и втулки от выпадения.

При перегрузке штифты срезаются и полумуфты размыкаются. Для восстановления работоспособности муфты агрегат необходимо остановить и заменить поврежденные штифты, что является существенным недостатком этой конструкции. Другим недостатком рассмотренной конструкции муфты является отсутствие компенсирующей способности, поэтому ее невозможно применить для соединения валов, имеющих погрешности монтажа.

Диаметр расположения штифтов  $D$  и количество штифтов  $z$  назначают конструктивно. Диаметр штифта  $d$  в месте кольцевой проточки определяют из расчета на срез. Срез наступает при достижении

напряжений среза  $\tau_c$ , равных пределу прочности  $\tau_b$  материала штифта на срез:

$$\tau_c = \frac{F_q}{A_c} = \tau_b, \quad (5.4)$$

где  $F_q$  – расчетная поперечная (окружная) сила, срезающая штифт, Н,

$$F_q = \frac{2000ksT}{Dz};$$

$A_c$  – площадь среза одного штифта, мм<sup>2</sup>,

$$A_c = \frac{\pi d^2}{4},$$

$k$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между штифтами, вводимый при  $z > 1$ :  $k = 1,2 \dots 1,3$  при  $z = 2 \dots 3$ ;

$s$  – коэффициент запаса,  $s = 1,25 \dots 1,50$ .

$T$  – расчетный момент, передаваемый муфтой, Н·м.

Из выражения (5.4) определяют потребный диаметр штифта:

$$d = \sqrt{\frac{8000ksT}{\pi Dz\tau_b}}.$$

По найденному значению диаметра  $d$  выбирают ближайший больший стандартный штифт и выполняют на нем проточку расчетного диаметра  $d$ . При отсутствии проточки по этой же формуле уточняют диаметр  $D$  расположения штифтов.

### 5.5.3. Муфты комбинированные

При соединении валов, имеющих погрешности монтажа, предохранительные муфты комбинируют в сочетании с компенсирующими. В качестве компенсирующей части можно встроить в предохранительную муфту практически любую из рассмотренных ранее компенсирующих муфт.

Предохранительную муфту рекомендуется размещать в приводе ближе к исполнительному механизму, что обеспечивает большую четкость срабатывания. Вращающие моменты на исполнительном механизме, как правило, большие, поэтому встраивание упругих муфт в таких конструкциях приводит к громоздкости и большой материалоемкости муфты. Более удачным вариантом является встраивание в предохранительную муфту одной полумуфты от зубчатой муфты, что изображено на рис. 5.14: зубчатая муфта обеспечивает компенсирующие свойства, предохранительная многодисковая фрикционная муфта предохраняет конструкцию от перегрузок.

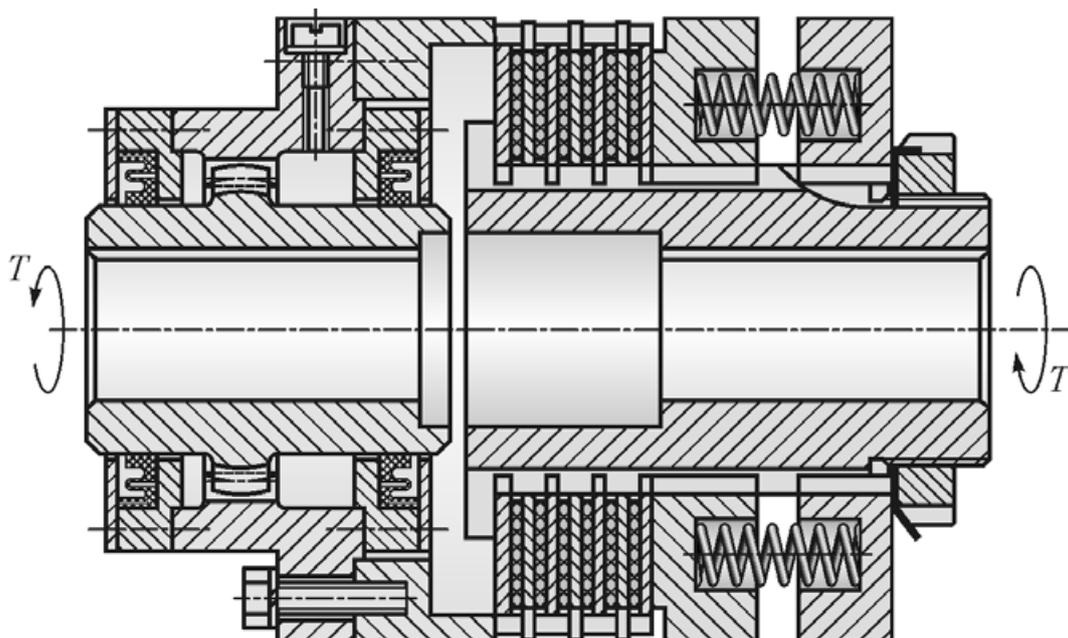


Рис. 5.14. Муфта компенсирующе-предохранительная фрикционная

Лекция № 14

## 6. СОЕДИНЕНИЯ

### 6.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СОЕДИНЕНИЙ

Классификация соединений приведена на рис. 6.1. Разъемными называют соединения, допускающие многократную сборку и разборку без нарушения качества работы узла. Неразъемные соединения не допускают последующей разборки конструкции.



Рис. 6.1. Классификация соединений

Прессовые соединения относят к неразъемным условно, так как последующая разборка и сборка узла может привести к нарушению характера сопряжения деталей.

## 6.2. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 6.2.1. Шпоночные соединения

#### 6.2.1.1. Назначение и классификация шпоночных соединений

Шпоночные соединения предназначены для передачи вращающего момента между валом и посаженной на него деталью. Вал и ступица посаженной на него детали имеют пазы, в которые установлена шпонка, препятствующая относительно сдвигу вала и детали.

Различают неподвижные и подвижные шпоночные соединения. В неподвижных соединениях деталь неподвижно закреплена на валу, в подвижных соединениях деталь может перемещаться вдоль вала.

*Достоинство шпоночных соединений* – простота конструкции.

*Недостатки шпоночных соединений:*

- сравнительно низкая нагрузочная способность;
- значительная концентрация напряжений в пазах вала и ступицы детали, что снижает усталостную прочность деталей соединения;
- низкая технологичность изготовления пазов в соединяемых деталях.

В качестве материала шпонок используют сталь обыкновенного качества Ст6 по ГОСТ 380-2005, а также, с целью снижения номенклатуры материалов на предприятии, нередко используют сталь качественную конструкционную марки 45 по ГОСТ 1050-88 в состоянии поставки. Обычно используют чистотянутый профиль.

Классификация шпоночных соединений приведена на рис. 6.2.

#### 6.2.1.2. Ненапряженные шпоночные соединения

Ненапряженными называют шпоночные соединения, в которых до приложения вращающего момента напряжения в шпонке отсутствуют. Ненапряженные шпоночные соединения имеют основное применение. При посадке деталей на вал с натягом ненапряженные соединения обеспечивают хорошее центрирование деталей относительно оси вала, а также снижается контактная коррозия.

##### 6.2.1.2.1. Соединения призматической шпонкой

Призматическая шпонка имеет форму прямоугольной призмы с плоскими или закругленными торцами (рис. 6.3). Паз в валу обычно нарезают пальцевой (торцовой) фрезой, паз в ступице (во втулке) – долблением или протягиванием одношлицевой протяжкой. Фрезерование и долбление малопродуктивны и не обеспечивают достаточной

точности. При нарезании паза в валу пальцевой фрезой паз образуется с закругленными торцами.



**Рис. 6.2. Классификация шпоночных соединений**

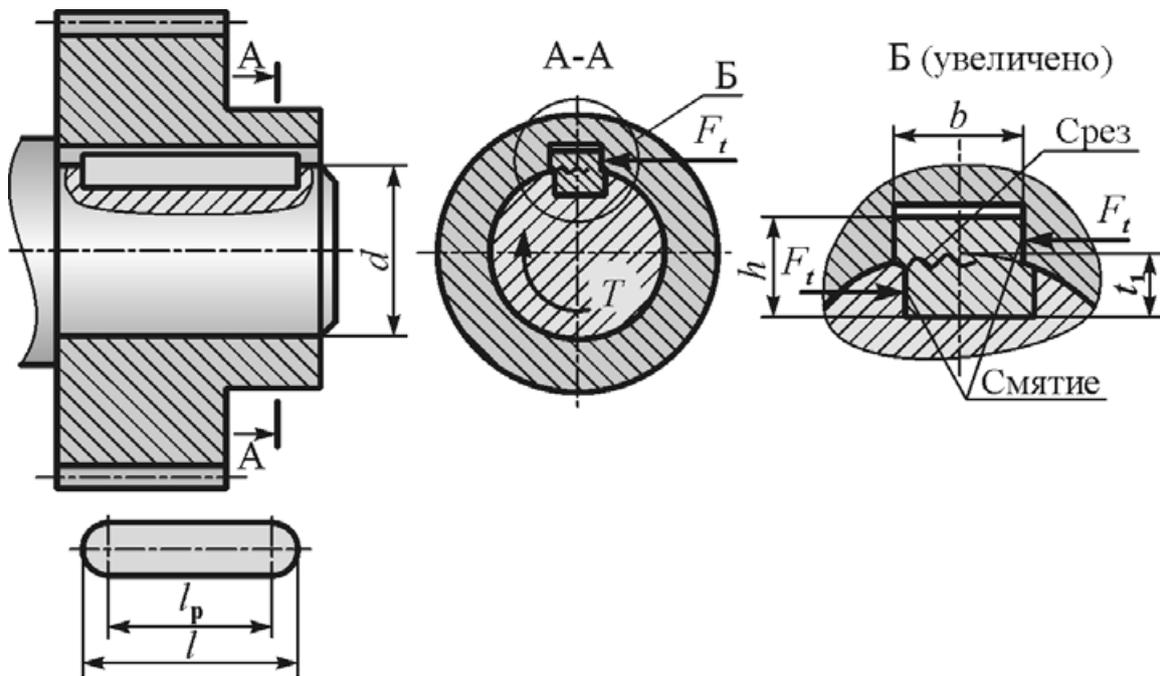
Шпонка с закругленными торцами (исполнение 1) имеет устойчивую посадку в пазу вала, однако сложна в изготовлении. Основное применение имеет шпонка с плоскими торцами (исполнение 2) как более технологичная. Шпонку с одним закругленным торцом (исполнение 3) иногда применяют в соединениях на концевых участках вала, где паз прорезан на выход (до торца вала).



**Рис. 6.3. Конструкции призматических шпонок**

Основное применение получило соединение *обыкновенной* призматической шпонкой (рис. 6.4). Соединение стандартизовано, размеры поперечного сечения шпонки  $b \times h$  и размеры пазов в валу и во втулке выбирают по таблице в зависимости от диаметра вала. Во втулке шпонка установлена с зазором в радиальном направлении. Длину шпонки

назначают конструктивно в соответствии с длиной ступицы и выбирают из стандартного ряда длин.



**Рис. 6.4. Соединение призматической обыкновенной шпонкой**

Расчет шпоночного соединения является проверочным и проводится на смятие и срез шпонки в предположении равномерного распределения давления по поверхностям контакта шпонки с сопряженными деталями. Смятие происходит на боковой поверхности шпонки: примерно половина грани шпонки по высоте сминается валом, вторая половина противоположной грани сминается ступицей детали. Срез шпонки происходит по посадочной поверхности вала и ступицы.

Проверка шпоночного соединения на смятие и срез:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad \text{и} \quad \tau_{\text{с}} = \frac{F_t}{A_{\text{с}}} \leq [\tau]_{\text{с}}, \quad (6.1)$$

где  $F_t$  – окружная сила, приложенная к шпонке, Н;

$A_{\text{см}}$  – площадь смятия шпонки, мм<sup>2</sup>;

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемые напряжения смятия в соединении,  $[\sigma]_{\text{см}} = 80 \dots 150$  МПа;

$A_{\text{с}}$  – площадь среза шпонки, мм<sup>2</sup>;

$[\tau]_{\text{с}}$  – допускаемые напряжения на срез шпонки,  $[\tau]_{\text{с}} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_{\text{в}}$ , МПа;

$\sigma_{\text{в}}$  – предел прочности материала шпонки, МПа.

В формулах (6.1)

$$F_t = \frac{2000T}{d}, \quad A_{\text{см}} = (h - t_1)l_p, \quad A_c = bl_p,$$

где  $T$  – вращающий момент на валу, Н·м;

$d$  – диаметр вала, мм;

$h$  – высота шпонки, мм;

$t_1$  – глубина врезания шпонки в вал, мм;

$l_p$  – рабочая длина шпонки, мм.

В шпоночном соединении принята посадка шпонки в системе вала, так как примерно половина боковой поверхности шпонки посажена на вал, вторая половина – в ступицу детали. Поля допусков ширины паза на валу и в ступице детали приведены в табл. 6.1. В неподвижном соединении предпочтительно на валу принимать плотное соединение, а в ступице детали – нормальное соединение.

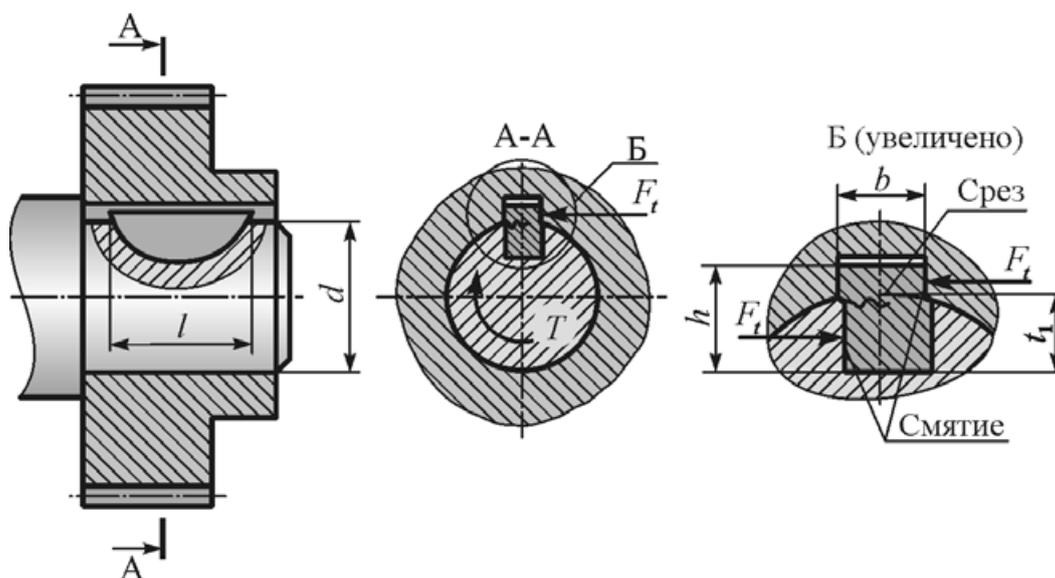
**Таблица 6.1**

**Поля допусков ширины паза в призматическом шпоночном соединении**

Характер шпоночного соединения	Поля допусков ширины паза $b$	
	на валу	во втулке
Свободное	$H9$	$D10$
Нормальное	$N9$	$J_s9$
Плотное	$P9$	$P9$

#### 6.2.1.2.2. Соединение сегментной шпонкой

Соединение сегментной шпонкой представлено на рис. 6.5.



**Рис. 6.5. Соединение сегментной шпонкой**

*Достоинства по сравнению с соединением призматической шпонкой:*

– выше технологичность, так как паз в валу изготавливают дисковой фрезой, обеспечивающей большую точность и более высокую производительность;

– меньшая концентрация напряжений в пазу вала;

– устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала.

*Недостатки соединения сегментной шпонкой:*

– низкая нагрузочная способность из-за ограниченной длины шпонки;

– значительное ослабление вала, т.к. шпонка глубоко врежется в вал.

Сегментные шпонки применяют значительно реже призматических.

Размеры шпонки и пазов в валу и ступице определяют по таблице в зависимости от диаметра вала и проверяют соединение на прочность по тем же зависимостям, что соединения с призматической шпонкой.

## **6.2.2. Зубчатые (шлицевые) соединения**

### *6.2.2.1. Общие сведения о шлицевых соединениях*

Зубчатые (шлицевые) соединения предназначены для передачи вращающего момента между валом и посаженной на него деталью. В ряде случаев соединение используют для направления перемещения деталей вдоль вала или оси (коробка перемены передач транспортного средства).

Соединение образовано выступами (зубьями, шлицами) на валу, входящими во впадины соответствующей формы в ступице.

*Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными:*

– высокая несущая способность;

– высокая усталостная прочность за счет плавных переходов от тела вала к шлицам;

– высокая технологичность – возможность применения высокоточных и высокопроизводительных методов обработки шлицев в ступицах (протягиванием) и зубьев на валах (фрезерованием червячными фрезами, шлифованием).

*Недостаток шлицевых соединений* – высокая стоимость технологического оборудования (зубофрезерные, протяжные и шлифовальные станки) и инструмента (фрезы, протяжки).

По форме боковых рабочих поверхностей зубьев шлицевые соединения различают (рис. 6.6) на:

– прямобочные (рис. 6.6, а);

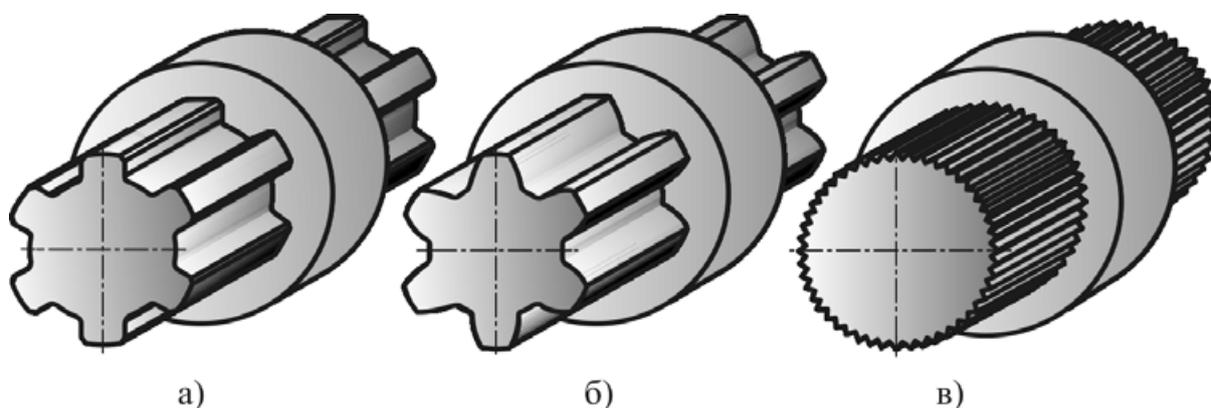
– эвольвентные (рис. 6.6, б);

– треугольные (рис. 6.6, в).

### *6.2.2.2. Прямобочные шлицевые соединения*

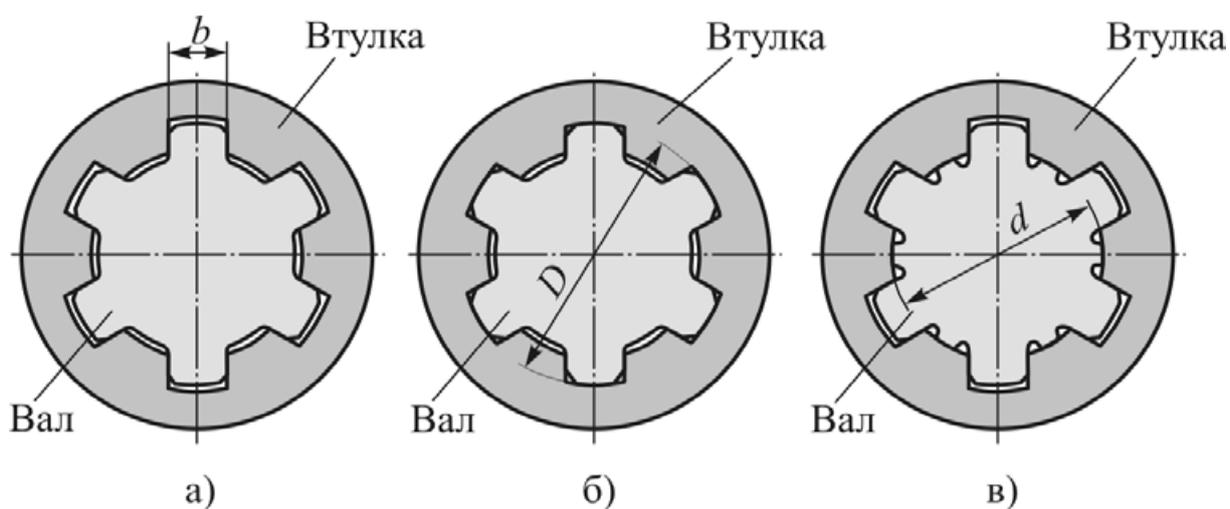
В поперечном сечении профиль прямобочных шлицев очерчен

окружностью выступов зубьев  $D$ , окружностью впадин  $d$  и прямыми, определяющими ширину зубьев  $b$  (рис. 6.7). Стандартом предусмотрены три серии: легкая, средняя и тяжелая. При переходе от легкой серии к средней и тяжелой сериям при одинаковом внутреннем диаметре  $d$  увеличивается наружный диаметр  $D$ , ширина шлицев  $b$  и число шлицев  $z$ , в связи с этим повышается несущая способность соединения.



**Рис. 6.6. Типы шлицевых соединений:**  
 а) с прямоугольными шлицами; б) с эвольвентными шлицами;  
 в) с треугольными шлицами

Прямоугольные шлицевые соединения получили широкое применение в связи с простотой изготовления прямоугольной протяжки. *Недостатком* этих шлицев является сравнительно низкая усталостная прочность в связи с малыми радиусами переходных участков от шлицев к телу вала.



**Рис. 6.7. Виды центрирования прямоугольных шлицевых соединений:**  
 а) по боковым граням  $b$ ; б) по наружному диаметру  $D$ ;  
 в) по внутреннему диаметру  $d$

Прямобочные шлицевые соединения выполняют с центрированием:

- по боковым граням  $b$  (рис. 6.7, а);
- по наружному диаметру  $D$  (рис. 6.7, б);
- по внутреннему диаметру  $d$  (рис. 6.7, в).

Выбор способа центрирования определяется величиной нагрузки, требованиями по точности центрирования деталей соединения и технологией изготовления.

В тихоходных высоконагруженных узлах предпочтение следует отдавать центрированию по боковым граням  $b$ , чем обеспечивается равномерное распределение нагрузки между шлицами.

В быстроходных конструкциях из условия хорошего центрирования детали на валу необходимо центрировать по одному из диаметров  $D$  или  $d$ . Выбор диаметра центрирования  $D$  или  $d$  определяется технологическими соображениями.

При твердости шлицев  $H \leq 350\text{HV}$  целесообразно центрировать соединение по наружному диаметру  $D$ : шлицы в ступице удобно с высокой точностью по диаметру  $D$  получить протягиванием, наружное шлифование шлицев вала по диаметру  $D$  не представляет трудностей.

При твердости шлицев  $H > 350\text{HV}$  целесообразно центрировать соединение по внутреннему диаметру  $d$ , так как невозможно точно обработать ступицу по диаметру  $D$ : нельзя применить протяжку для протягивания твердых шлицев ступицы, а также невозможно шлифовать впадины шлицев ступицы по диаметру  $D$ . В этом случае шлифуют в отверстиях внутренний диаметр  $d$ .

### 6.2.2.3. Эвольвентные шлицевые соединения

Профиль эвольвентных шлицев очерчен окружностью вершин, окружностью впадин и эвольвентными боковыми гранями зубьев. Отличие профиля от профиля зубьев зубчатых колес заключается в увеличенном угле профиля рейки до  $30^\circ$  и в уменьшенной высоте зуба, что связано с отсутствием перекатывания и стремлением увеличить изгибную прочность шлицев. Профиль стандартизован в диапазоне модулей  $m = 0,5 \dots 10$  мм. Соединения выполняют, как правило, прямозубыми. Косозубые соединения иногда применяют для перемещения косозубых зубчатых колес вдоль вала.

*Достоинства эвольвентного шлицевого соединения:*

- повышенная прочность, что связано с большим числом зубьев и увеличенным углом профиля;
- повышенная усталостная прочность, что связано с увеличенными радиусами переходной поверхности по впадинам;
- снижение номенклатуры фрез, так как эвольвентные шлицы одного модуля можно нарезать одной фрезой или долбяком при любом числе зубьев;

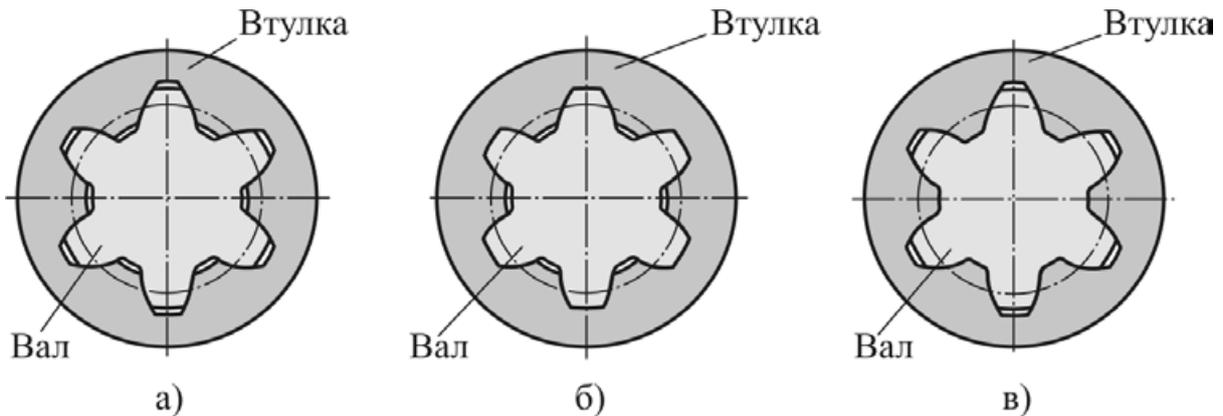
– технологичность – используются совершенные технологические процессы для нарезания и шлифования зубьев.

*Недостатки эвольвентного шлицевого соединения:*

- сложность изготовления эвольвентной протяжки;
- большая трудоемкость шлифования эвольвентных шлицев.

Эвольвентные шлицевые соединения выполняют с центрированием:

- по боковым граням  $b$  (рис. 6.8, а);
- по наружному диаметру  $D$  (рис. 6.8, б);
- по внутреннему диаметру  $d$  (рис. 6.8, в).



**Рис. 6.8. Виды центрирования эвольвентных шлицевых соединений:**

а) по боковым граням  $b$ ; б) по наружному диаметру  $D$ ;

в) по внутреннему диаметру  $d$

Выбор способа центрирования определяется величиной нагрузки, требованиями по точности центрирования деталей соединения и технологией изготовления.

В тихоходных высоконагруженных узлах предпочтение следует отдавать центрированию по боковым граням  $b$ , т.к. это обеспечивает равномерное распределение нагрузки между шлицами.

В быстроходных конструкциях для исключения эксцентриситета посаженной на вал детали соединение необходимо центрировать по одному из диаметров  $D$  или  $d$ . Выбор диаметра центрирования определяется технологическими соображениями.

При твердости шлицев  $H \leq 350\text{HB}$  целесообразно центрировать соединение по наружному диаметру  $D$ : шлицы в ступице по диаметру  $D$  удобно с высокой точностью получить протягиванием, наружное шлифование шлицев вала по диаметру  $D$  не представляет трудностей.

При твердости шлицев  $H > 350\text{HB}$  допускается центрировать соединение по внутреннему диаметру  $d$ , так как невозможно точно обработать ступицу по диаметру  $D$ : нельзя применить протяжку для протягивания твердых шлицев ступицы, а также невозможно шлифовать

впадины шлицев ступицы по диаметру  $D$ . В этом случае шлифуют в отверстия внутренний диаметр  $d$ . Из-за неудобства шлифования переходных поверхностей вала по внутреннему диаметру  $d$  этот вид центрирования применяют в исключительных случаях.

#### 6.2.2.4. Шлицевые соединения треугольного профиля

Шлицевые соединения с треугольными шлицами, как правило, неподвижные, применяют при стесненных габаритах в радиальном направлении и незакаленной ступице. Эти соединения изготавливают по отраслевым стандартам, центрируют по боковым сторонам зубьев. При необходимости беззазорного соединения применяют конические соединения треугольного профиля с конусностью 1:16 по впадине вала.

Треугольные соединения удобно применять при необходимости малых угловых поворотов деталей.

#### 6.2.2.5. Критерии работоспособности шлицевых соединений

Основными видами отказов шлицевых соединений являются износ и смятие рабочих поверхностей зубьев, возможна также фреттинг-коррозия из-за относительного микроперемещения шлицев, связанного с упругими деформациями деталей под нагрузкой.

Эффективными средствами повышения износостойкости соединения являются: увеличение твердости шлицев, применение более плотных посадок, совершенная смазка в сочетании с хорошим уплотнением.

Основным критерием работоспособности неподвижных шлицевых соединений, нагруженных только вращающим моментом, является смятие рабочих поверхностей.

Подвижные шлицевые соединения и соединения, нагруженные помимо вращающих моментов радиальными силами и изгибающими моментами, рассчитывают по критерию износостойкости.

#### 6.2.2.6. Расчет шлицевых соединений

Основным видом расчета для зубчатых (шлицевых) соединений является упрощенный расчет по критерию смятия: действующие напряжения смятия  $\sigma_{\text{см}}$  на рабочих поверхностях зубьев не должны превышать допускаемые  $[\sigma]_{\text{см}}$ :

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $F_t$  – расчетная окружная сила в шлицевом соединении, Н;

$A_{\text{см}}$  – площадь смятия шлицев, мм<sup>2</sup>.

$$F_t = \frac{2000Tk_{\text{рн}}}{d_{\text{ср}}} \text{ и } A_{\text{см}} = zhl,$$

где  $T$  – расчетный вращающий момент на валу, Н·м;

$k_{\text{рн}}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев из-за ошибок изготовления по шагу, принимаемый  $k_{\text{рн}} = 1,1 \dots 1,5$ ;

$d_{\text{ср}}$  – средний диаметр соединения, мм;

$z$  – число шлицев;

$h$  – рабочая высота шлицев, мм;

$l$  – длина шлицев, мм.

Для прямобочного шлицевого соединения

$$d_{\text{ср}} = \frac{D+d}{2}, \quad h = \frac{D-d}{2} - 2f,$$

где  $f$  – размер фаски, мм.

Для эвольвентного профиля

$$d_{\text{ср}} = D - 1,1m, \quad h = 0,8m.$$

Для зубьев треугольного профиля

$$d_{\text{ср}} = mz, \quad h = \frac{D-d}{2}.$$

Неточности расчета, связанные с допущениями, компенсируют выбором допускаемых напряжений смятия, установленных с учетом опыта эксплуатации (табл. 6.2).

**Таблица 6.2**

**Допускаемые напряжения смятия в шлицевом соединении, МПа**

Тип соединения	Условия эксплуатации	Твердость поверхности зубьев	
		до 350 НВ	свыше 40 HRC
Неподвижное с осевой фиксацией	Тяжелые	35...50	40...70
	Средние	60...100	100...140
	Хорошие	80...120	120...200

## Лекция № 15

### 6.2.3. Резьбовые соединения

#### 6.2.3.1. Общие понятия и определения

Резьбовыми соединениями называют разъемные соединения деталей с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями – винтами, болтами, шпильками, гайками.

Резьба образуется путем создания на поверхности деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы. Полученные таким образом выступы носят название витков. В зависимости от направления винтовой линии различают резьбу правую и левую: у правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой резьбы – справа налево и вверх.

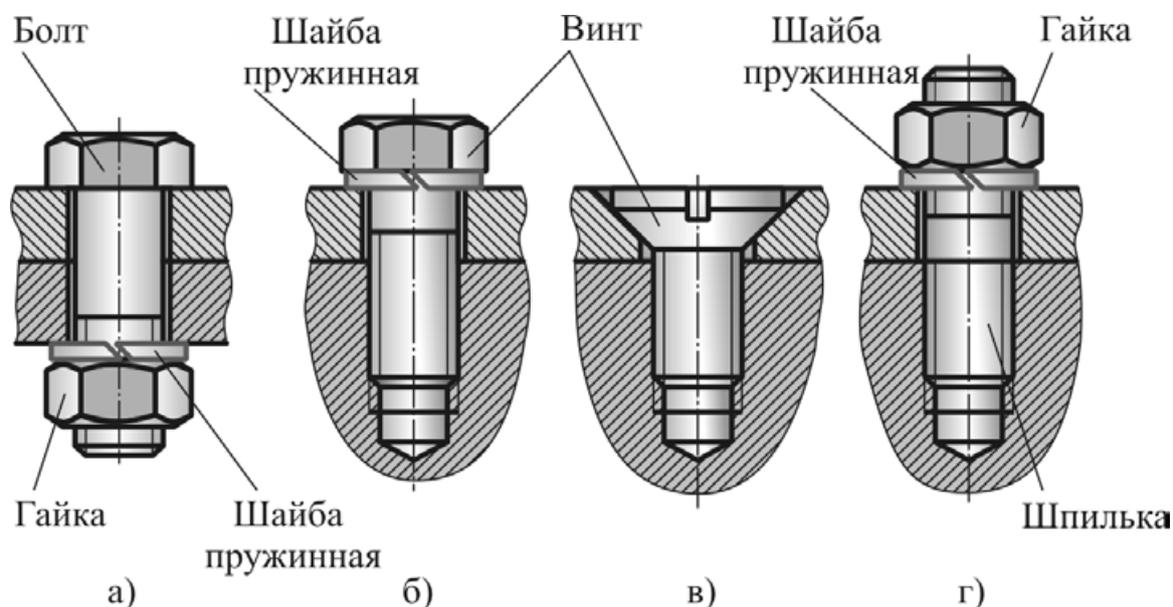
Основное применение имеет правая резьба. Левую резьбу применяют при необходимости изменения направления осевого перемещения винта.

Термин *винт* применяют как общий (объединяющий также болты и шпильки) и как частный (винт, вращаемый при завинчивании и отвинчивании, т.е. ввинчивающийся в деталь).

Термин *болт* предполагает взаимодействие его с гайкой и наличие головки.

*Гайка* – деталь с резьбовым отверстием, навинчиваемая на винт и имеющая форму, приспособленную для захвата ключом или рукой.

Основным преимуществом болтового соединения (рис. 6.9, а) является то, что оно не требует выполнения резьбы в соединяемых деталях и исключена необходимость замены или ремонта дорогостоящих корпусных деталей из-за повреждения резьбы. Это особенно важно, когда материал корпусной детали не может обеспечить достаточной прочности резьбы.



**Рис. 6.9. Виды резьбовых соединений**

Винтовые соединения (рис. 6.9, б, в) применяют, когда корпусная деталь большой толщины и не позволяет выполнить сквозное отверстие для установки болта.

Шпильки (рис. 6.9, г) используют вместо винтов, если прочность материала детали с резьбой недостаточна (сплавы на основе алюминия), а также при частых сборках и разборках соединения. В этом случае шпильку завинчивают в деталь один раз на все время работы соединения, а при сборках и разборках работает более прочная резьба на участке свинчивания с гайкой.

Формы головок винта (болта) и гайки могут быть различными в зависимости от требований, предъявляемых к конструкции, условий сборки и т.д.

Широкое применение резьбовых соединений в технике определяется их *достоинствами*:

- возможность создания больших осевых сил при небольшой силе, приложенной к ключу (выигрыш в силе в 70 раз и более);
- возможность фиксирования узла в любом положении благодаря самоторможению;
- компактность;
- взаимозаменяемость резьбовых деталей в связи со стандартизацией резьб;

#### 6.2.3.2. Классификация резьб по назначению

Классификация резьб по назначению приведена на рис. 6.10.

*Крепежные резьбы* предназначены для скрепления деталей.

*Крепежно-уплотняющие резьбы* помимо скрепления деталей обеспечивают также уплотнение узла. Примером такой резьбы является резьба пробки сливного отверстия редуктора.

*Резьбы ходовых и грузовых винтов* преобразуют вращательное движение одной из резьбовых деталей в поступательное – другой, или наоборот. Грузовые резьбы воспринимают значительные осевые силы (винтовые домкраты, тиски, прессы, стяжки и т.п.).



**Рис. 6.10. Классификация резьб по назначению**

#### 6.2.3.3. Геометрические параметры резьбы

По форме основной поверхности, на которой наносится резьба, различают цилиндрическую и коническую резьбы. Наибольшее распространение имеет цилиндрическая резьба. Коническая резьба

применяется в качестве крепежно-уплотняющей.

Геометрические параметры цилиндрической метрической резьбы приведены на рис. 6.11,

где  $d = D$  – наружный диаметр винта и гайки соответственно;

$d_2 = D_2$  – средний диаметр винта и гайки соответственно;

$d_1, D_1$  – внутренний диаметр винта и гайки соответственно;

$d_3$  – внутренний диаметр винта по дну впадины;

$P$  – шаг резьбы – расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между средними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля резьбы, лежащими в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы;

$P_h$  – ход резьбы – осевое перемещение винта за один оборот в неподвижной гайке:  $P_h = Pn$ ;

$n$  – число заходов резьбы – это число самостоятельных винтовых нарезок на стержне;

$\alpha$  – профильный угол резьбы;

$\psi$  – угол подъема резьбы – угол, образуемый касательной к винтовой линии, описываемой средней точкой боковой стороны резьбы, и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы;

$H_1 = \frac{D - D_1}{2}$  – рабочая высота профиля.

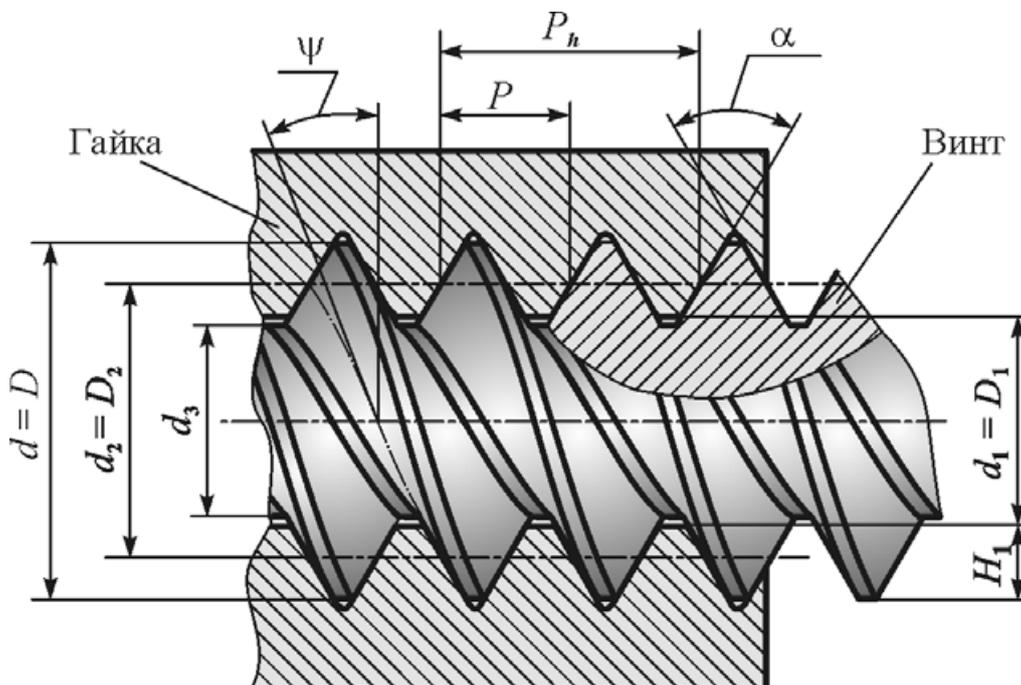


Рис. 6.11. Геометрические параметры резьбы

Развернув один виток винтовой линии на среднем диаметре на плоскость, получим развертку винтовой линии в виде наклонной поверхности (рис. 6.12), для которой

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_h}{\pi d_2}. \quad (6.2)$$

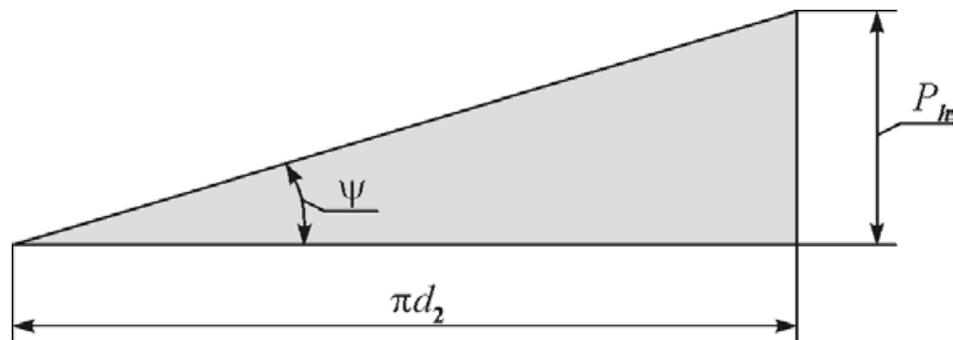


Рис. 6.12. Развертка винтовой линии резьбы на плоскость

Перечисленные параметры можно рассматривать в общем виде, так как все профили имеют общие элементы и могут быть получены варьированием угла профиля, высоты профиля и радиусов закруглений.

#### 6.2.3.4. Профили резьб и их назначение

Профили резьб приведены на рис. 6.13.

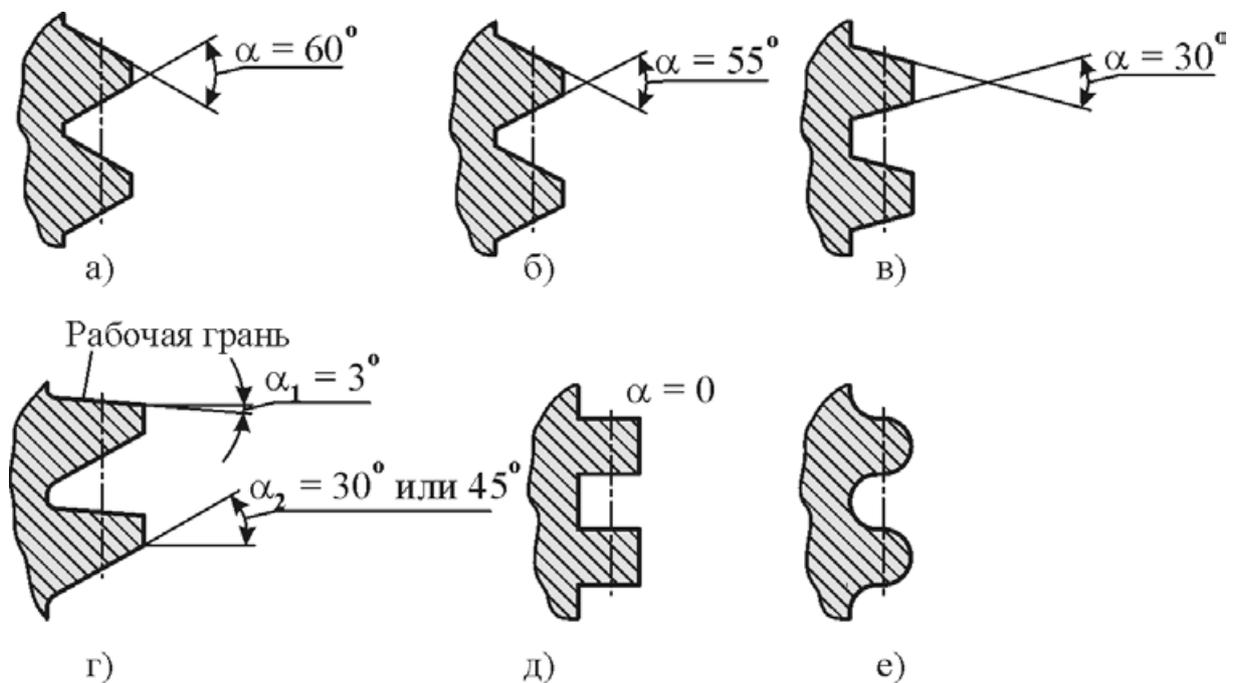


Рис. 6.13. Типы резьб

*Треугольная резьба* (рис. 6.13, а, б) – основная крепежная и крепежно-уплотняющая резьба. Применение этого профиля в крепежных резьбах вызвано:

- повышенным трением, обеспечивающим меньшую опасность ослабления затянутой резьбы;
- повышенной прочностью резьбы;
- технологичностью.

В крепежно-уплотняющих резьбах помимо перечисленных достоинств также обеспечивается уплотнение за счет выполнения соединения без радиального зазора.

Из треугольных резьб основное применение получила *метрическая резьба*, имеющая угол профиля  $\alpha = 60^\circ$  (см. рис. 6.13, а). Резьба стандартизована. При конкретном номинальном диаметре резьбы  $d$  предусмотрены шаги: крупный и мелкие (их может быть несколько).

Например, при номинальном диаметре  $d = 20$  мм предусмотрены:

- крупный шаг  $P = 2,5$  мм;
- мелкие шаги  $P = 2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5$  мм.

Резьбы с крупным шагом имеют основное применение, их статическая несущая способность выше, влияние погрешностей изготовления и износа на прочность меньше, чем резьб с мелкими шагами.

Области применения резьб с мелкими шагами:

- динамически нагруженные детали;
- при использовании резьбы в регулировочных устройствах;
- при нарезании резьбы на тонкостенных деталях.

В условное обозначение *однозаходной правой метрической резьбы с крупным шагом* входят: буква  $M$  и номинальный диаметр резьбы. Например, метрическая резьба с номинальным диаметром  $d = 20$  мм и с крупным шагом обозначается  $M20$ .

В условное обозначение *однозаходной правой метрической резьбы с мелким шагом* дополнительно входит числовое значение шага. Например, метрическая резьба с номинальным диаметром  $d = 20$  мм и с мелким шагом  $P = 1,5$  мм обозначается  $M20 \times 1,5$ .

В условное обозначение *многозаходной правой метрической резьбы* входят: буква  $M$ , номинальный диаметр резьбы, числовое значение хода и в скобках буква  $P$  с числовым значением шага. Например, правая метрическая двухзаходная резьба с номинальным диаметром  $d = 20$  мм и с мелким шагом  $P = 1,5$  мм обозначается  $M20 \times 3(P1,5)$ .

В обозначении *левой резьбы* дополнительно к выше приведенному добавляются буквы  $LH$ . Те же резьбы при левом направлении винтовой линии:  $M20LH$ ;  $M20 \times 1,5LH$ ;  $M20 \times 3(P1,5)LH$ .

*Дюймовая цилиндрическая резьба* имеет угол профиля  $\alpha = 55^\circ$  (см. рис. 6.15, б), используется главным образом в соединении трубопроводов.

Трубная резьба – это мелкая дюймовая резьба с закруглениями профиля для обеспечения герметичности.

Условное обозначение *трубной резьбы* состоит из буквы *G* и условного диаметра резьбы в дюймах. В качестве условного диаметра резьбы принят условный внутренний диаметр трубы (проход в свету).

Например, трубная резьба с условным диаметром  $1\frac{3}{4}$ " обозначается  $G 1\frac{3}{4}$ .

*Конические резьбы* – это треугольные резьбы с конусностью 1:16. Они обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений и применяются для соединения труб, установки сливных пробок, масленок и т.п. Эти резьбы допускают свинчивание с внутренними цилиндрическими резьбами, для чего их нарезают с биссектрисой угла профиля, перпендикулярной оси винта.

Стандартом предусмотрены конические резьбы трех видов:

- метрическая с углом профиля  $60^\circ$ ;
- дюймовая с углом профиля  $60^\circ$ ;
- трубная с углом профиля  $55^\circ$ .

Примеры обозначения конических резьб:

– резьба метрическая коническая с углом профиля  $60^\circ$ , номинальным диаметром  $d = 16$  мм и шагом  $P = 1,5$  мм –  $MK16 \times 1,5$ ;

– резьба дюймовая коническая с углом профиля  $60^\circ$ , условным диаметром  $1\frac{1}{2}$ " –  $K1\frac{1}{2}$ ;

– резьба трубная коническая с углом профиля  $55^\circ$ , условным диаметром  $1\frac{1}{2}$ " : а)  $R1\frac{1}{2}$  – наружная резьба; б)  $R_c1\frac{1}{2}$  – внутренняя резьба.

*Трапецидальная резьба* (рис. 6.13, в) – основная резьба ходовых и грузовых винтов при двустороннем приложении нагрузки. По сравнению с треугольными резьбами она имеет меньшие потери на трение, однако из-за меньшего угла профиля является менее прочной. Резьба стандартизована, бывает однозаходной и многозаходной, с мелким, средним и крупным шагами.

Условное обозначение однозаходной правой трапецидальной резьбы состоит из букв *Tr*, значения номинального диаметра и шага резьбы. Пример условного обозначения однозаходной правой трапецидальной резьбы с номинальным диаметром  $d = 20$  мм и с шагом  $P = 4$  мм:  $Tr20 \times 4$ .

Многозаходные и левые резьбы обозначаются аналогично метрическим с заменой буквы *M* на буквы *Tr*.

Пример условного обозначения двухзаходной правой трапецидальной резьбы с номинальным диаметром  $d = 20$  мм, с ходом  $P_h = 8$  мм и с шагом  $P = 4$  мм:  $Tr20 \times 8(P4)$ .

Примеры условного обозначения выше перечисленных трапецидальных резьб при левом направлении винтовой линии:

$Tr20 \times 4LH$ ;  $Tr20 \times 8(P4)LH$ .

*Упорная резьба* (рис. 6.13, г) является несимметричной и используется для винтов с большой односторонней нагрузкой (прессы, домкраты, тиски). Угол наклона рабочей стороны профиля  $\alpha_1 = 3^\circ$  обеспечивает малые потери на трение по сравнению с треугольной и трапецеидальной резьбами и высокую технологичность по сравнению с прямоугольной резьбой (рис. 6.13, д). Угол наклона нерабочей стороны профиля  $\alpha_2 = 30$  или  $45^\circ$  обеспечивает высокую прочность и снижение концентрации напряжений. Резьбы с углом  $\alpha_2 = 30^\circ$  получили в конструкциях основное применение, резьба с  $\alpha_2 = 45^\circ$  используется в высоконагруженных механизмах металлургического производства.

Условное обозначение однозаходной правой упорной резьбы состоит из буквы  $S$ , номинального диаметра и шага. Пример условного обозначения однозаходной правой упорной резьбы с номинальным диаметром  $d = 50$  мм и с шагом  $P = 8$  мм:  $S50 \times 8$ .

*Многозаходные и левые резьбы* обозначаются аналогично метрическим с заменой буквы  $M$  на букву  $S$ .

Пример условного обозначения *двухзаходной правой упорной резьбы* с номинальным диаметром  $d = 50$  мм, с ходом  $P_h = 16$  мм и с шагом  $P = 8$  мм:  $S50 \times 16(P8)$ .

Примеры условного обозначения вышеперечисленных упорных резьб при левом направлении винтовой линии:  $S50 \times 8LH$ ;  $S50 \times 16(P8)LH$ .

*Прямоугольная резьба* (см. рис. 6.13, д) не стандартизована, не технологична. Используется крайне редко при необходимости получения наименьших потерь на трение.

*Круглая резьба* (рис. 6.13, е) используется в качестве крепежной и крепежно-уплотняющей для винтов, подверженных большим динамическим нагрузкам, при частом завинчивании и отвинчивании в загрязненной среде (пожарная арматура).

Профиль круглой резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими прямолинейными участками, в результате чего снижается концентрация напряжений. На тонкостенных деталях круглые резьбы обычно получают накатыванием (цоколь лампы накаливания), обеспечивающим низкую чувствительность к динамическим нагрузкам.

#### 6.2.3.5. Поля допусков резьбовых деталей

Рекомендуемые поля допусков резьбовых деталей приведены в табл. 6.3 и записаны в порядке увеличения зазоров.

Основное применение в качестве крепежных получили резьбы средней точности. Точные резьбы применяют для точных перемещений и сильно напряженных ответственных соединений.

Таблица 6.3

## Поля допусков резьбы резьбовых деталей

Резьба	Точная	Средняя	Грубая
Допуски винтов	4h	6h; 6g; 6e; 6d	8h; 8g
Допуски гаек	4H5H	5H6H; 6H; 6G	7H; 7G

Примечание: 6g; 8g; 6H; 7H – поля допусков предпочтительного применения

6.2.3.6. *Материалы, классы прочности резьбовых деталей, допускаемые напряжения*

Основной материал резьбовых деталей – конструкционные и легированные стали. При выборе материала учитывают характер нагрузки (статическая или переменная), способ изготовления и объем производства.

Крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей типа сталь 10...сталь 35. Эти стали обладают высокой пластичностью и применяются в серийном производстве при холодной высадке или штамповке заготовок для резьбовых изделий с последующей накаткой резьбы. Холодное деформирование материала существенно изменяет механические характеристики (повышает прочность и снижает пластичность).

Легированные стали типа 35Х, 30ХГСА и др. применяют для изготовления высоконагруженных деталей, работающих при переменных и ударных нагрузках, например, шпильки крепления головки блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания.

Стальные винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1759-82 изготавливают 12-ти классов прочности, выборка из которого представлена в табл. 6.4. Класс прочности обозначают двумя числами. Первое число в

Таблица 6.4

## Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности		$\sigma_b$ , МПа, не менее	Марка стали		Примеры применения
Винт	Гайка		Винт	Гайка	
3.6	4	300	Ст3; 10	Ст3; 10	Крепеж общего назначения
5.8	6	500	30; 35	10; 20	Крепление колеса автомобиля
8.8	9	800	35Х; 38ХА	20; 35	Крепление головки блока цилиндров двигателя

обозначении класса прочности, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности  $\sigma_B$ , МПа, а второе число, деленное на 10, указывает отношение предела текучести к пределу прочности  $\sigma_T / \sigma_B$ . Следовательно, их произведение, умноженное на 10, представляет собой предел текучести. Например, для болтов класса прочности 3.6:  $\sigma_B \geq 300$  МПа,  $\sigma_T / \sigma_B = 0,6$ ,  $\sigma_T = 0,6 \sigma_B \geq 0,6 \cdot 300 = 180$  МПа.

Допускаемые напряжения растяжения при действии на резьбовое соединение постоянной нагрузки выбирают в зависимости от предела текучести материала винта (болта):

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{s},$$

где  $s$  – коэффициент запаса, принимаемый равным 1,5...2,5.

Меньшие значения запаса принимают при контроле силы затяжки с помощью динамометрического ключа и повышенной точности расчета. Для винтов малых диаметров ( $d \leq 10$  мм) при отсутствии силы затяжки запас прочности увеличивают до 4.

## Лекция № 16

### 6.2.3.7. Момент завинчивания

При завинчивании гайки или винта к гаечному ключу необходимо приложить момент  $T_{зав}$ , используемый на преодоление момента сопротивления в резьбе  $T_p$  и момента сил трения  $T_T$  на торце гайки (или головки винта) о неподвижную поверхность (рис. 6.14):

$$T_{зав} = T_p + T_T. \quad (6.3)$$

#### 6.2.3.7.1. Момент сопротивления в резьбе

Момент сопротивления в резьбе  $T_p$  определяют из рассмотрения взаимодействия элемента витка резьбы гайки с витком резьбы винта (рис. 6.15, а). Для упрощения анализа рассмотрим взаимодействие между винтом и гайкой в прямоугольной резьбе, распространив полученные зависимости и на другие типы резьб.

При рассмотрении сил в винтовой паре удобно резьбу развернуть по среднему диаметру  $d_2$  в наклонную плоскость, а гайку заменить ползуном.

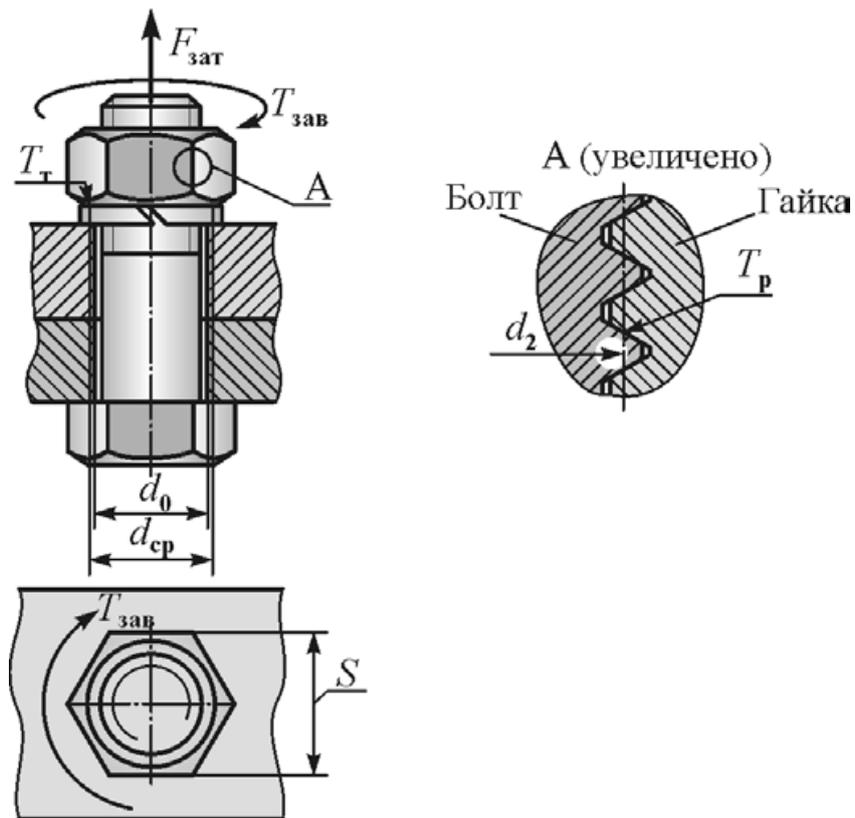


Рис. 6.14. К соотношению силы затяжки и моментов в затянутом соединении

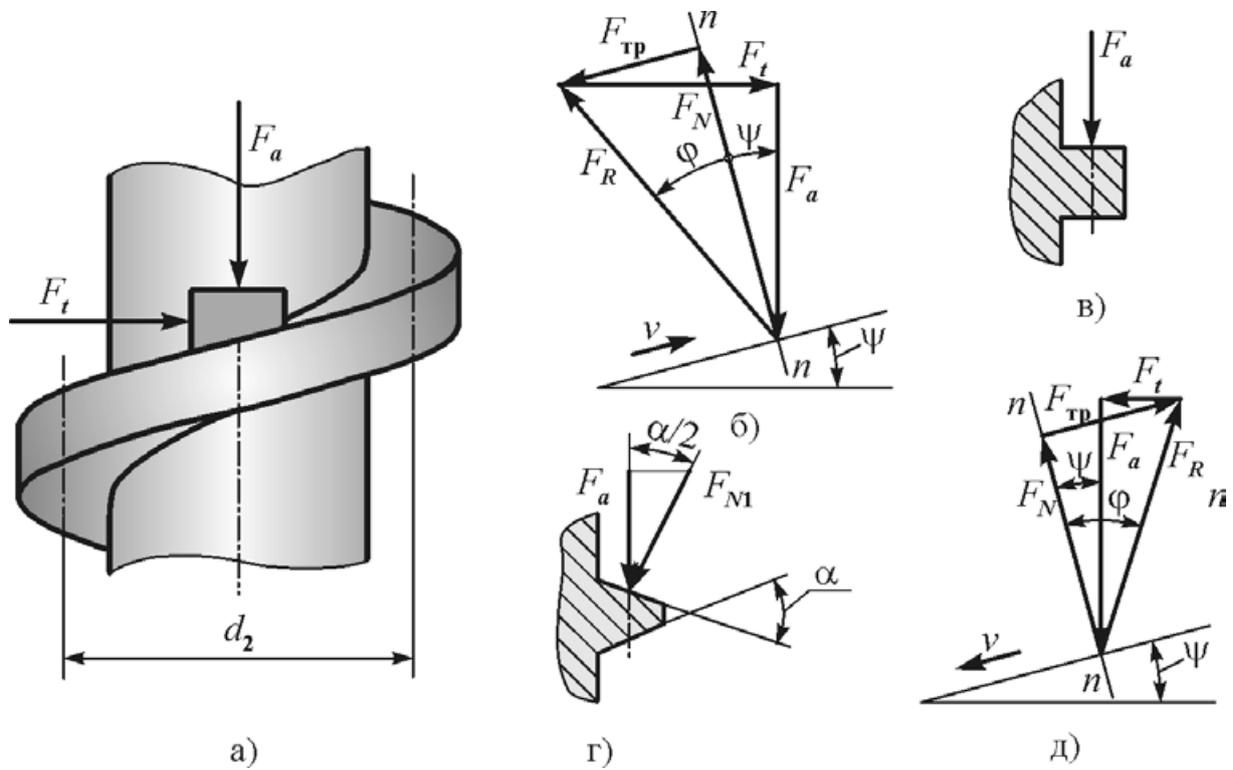


Рис. 6.15. Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Перемещение гайки вверх в нагруженном осевой силой  $F_a$  резьбовом соединении при приложении к гайке окружной силы  $F_t$  на среднем диаметре  $d_2$  идентично перемещению ползуна весом  $F_a$  вверх по наклонной плоскости при приложении горизонтальной силы  $F_t$ . Сила  $F_R$ , действующая на элемент гайки со стороны опорной поверхности при относительном движении, представляет собой равнодействующую нормальной силы  $F_N$  и силы трения  $F_{тр}$ . Следовательно, эта сила отклонена от нормали  $n - n$  на угол трения  $\varphi$  (рис. 6.15, б).

В результате разложения силы  $F_R$  получим

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \quad (6.4)$$

Окружная сила  $F_t$  в резьбах с профильным углом  $\alpha > 0$  больше, чем в прямоугольной вследствие действия клинового эффекта. Влияние профильного угла  $\alpha$  на величину окружной силы трения удобно рассмотреть на моделях с кольцевыми витками, приняв угол подъема винтовой линии витка равным нулю.

Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля (рис. 6.15, в)

$$F_t = F_a f,$$

а для витка произвольного профиля с углом профиля  $\alpha$  (рис. 6.15, г)

$$F_t = F_{N1} f = F_a \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = F_a f_1,$$

где  $F_{N1} = \frac{F_a}{\cos(\alpha/2)}$  – нормальная к поверхности витка сила, Н;

$f_1 = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}$  – приведенный коэффициент трения в резьбе.

В треугольной резьбе  $f_1 \approx 1,15 f$ , в трапецидальной резьбе  $f_1 \approx 1,04 f$ , чем и определяется область применения треугольных резьб в качестве крепежных, обеспечивающих высокую стойкость соединения к самоотвинчиванию.

Формула (6.4) для вычисления окружной силы  $F_t$  в резьбе произвольного профиля принимает вид

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1), \quad (6.5)$$

где  $\varphi_1 = \operatorname{arctg} f_1$  – приведенный угол трения.

Момент сопротивления в резьбе  $T_p$  при приложении силы  $F_t$  на среднем диаметре резьбы  $d_2$  вычисляется по формуле

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1). \quad (6.6)$$

#### 6.2.3.7.2. Момент сил трения на торце гайки

Момент сил трения  $T_T$  на торце гайки или головки болта приближенно вычисляют, принимая, что равнодействующая сил трения приложена по среднему диаметру  $d_{cp}$  кольцевой опорной поверхности, за наружный диаметр которой принимают размер под гаечный ключ  $S$ , а за внутренний диаметр – диаметр отверстия под винт  $d_0$  (см. рис. 6.14):

$$T_T = F_a f_T \frac{d_{cp}}{2},$$

где  $f_T$  – коэффициент трения на торце гайки;  $d_{cp} = \frac{S + d_0}{2}$ .

#### 6.2.3.8. Выигрыш в силе при применении винтовых механизмов

Приближенное геометрическое подобие резьб позволяет оценить соотношение между осевой силой на винте  $F_a$  и силой  $F_{раб}$ , приложенной рабочим к ключу.

В качестве средних значений для крепежных метрических резьб можно принять:  $\psi \approx 2^\circ 30'$ ;  $d_2 \approx 0,9d$ ;  $d_0 \approx 1,1d$ ;  $S \approx 1,35d$ ;  $f_1 \approx f_T \approx 0,15$ . После подстановки числовых значений в уравнение (6.3) получаем

$$T_{зав} = 0,2F_a d.$$

Из условия равенства момента завинчивания  $T_{зав}$  и момента на ключе, создаваемого рабочим,  $T_{зав} = F_{раб} L_{кл}$  при расчетной длине стандартного гаечного ключа  $L_{кл} \approx 14d$  (рис. 6.16) получаем

$$F_a \approx 70F_{раб}.$$

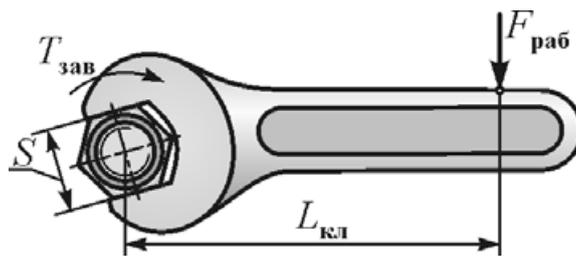


Рис. 6.16. Завинчивание гайки гаечным ключом

Таким образом, в крепежных резьбах выигрыш в силе при завинчивании соединения без смазки достигает 70 раз, а при наличии смазки может достигать 100 и более раз.

#### 6.2.3.9. Коэффициент полезного действия резьбы

КПД резьбы определяется как отношение полезной работы  $A_{пол}$  на

винте к затрачиваемой работе на ключе  $A_{затр}$  при повороте винта или гайки на произвольный угол.

При повороте гайки на один оборот полезная работа есть работа осевой силы  $F_a$  на пути, равном ходу  $P_h$  винта:  $A_{пол} = F_a P_h$ ; затраченная работа есть работа окружной силы  $F_t$  на пути, равном длине окружности среднего диаметра  $\pi d_2$ :  $A_{затр} = F_t \pi d_2$ .

С учетом зависимостей (6.2) и (6.5) КПД собственно резьбы без учета трения на торце

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}.$$

При  $\psi \approx 2^\circ 30'$  и  $f_1 \approx 0,15$   $\eta \approx 0,25$ .

#### 6.2.3.10. Момент отвинчивания и условие самоторможения резьбовых деталей

При отвинчивании гайки сила трения в резьбе  $F_{тр}$  меняет направление (рис. 6.15, д). Величина и направление окружной силы  $F_t$  в этом случае зависят от соотношения углов трения  $\varphi_1$  и подъема винтовой линии  $\psi$ . Если угол  $\psi$  меньше угла  $\varphi_1$ , сила  $F_t$  направлена влево, т.е. требуется приложить усилие на гаечном ключе для отвинчивания гайки.

В этом случае в результате разложения силы  $F_R$  получим

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\varphi_1 - \psi), \quad (6.7)$$

т.е. применительно к наклонной плоскости с увеличением угла ее наклона  $\psi$  требуется приложить меньшее усилие  $F_t$  для стягивания груза.

Момент сопротивления в резьбе при отвинчивании гайки с учетом формулы (6.7)

$$T_{отв} = F_t \frac{d_2}{2} = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi_1 - \psi). \quad (6.8)$$

Условие самоторможения резьбы, т.е. условие отсутствия самопроизвольного отвинчивания гайки, выражается в том, что для отвинчивания гайки требуется приложить момент  $T_{отв} > 0$ . Согласно формуле (6.8) это условие выполняется при  $\operatorname{tg}(\varphi_1 - \psi) > 0$ . Откуда условие самоторможения резьбы запишем в виде

$$\psi < \varphi_1. \quad (6.9)$$

Однозаходные крепежные резьбы при статическом приложении нагрузки являются самотормозящими: средние значения  $\psi \approx 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$  и  $\varphi_1 = 6 \dots 8^\circ$ . Однако в условиях вибрационных нагрузок возможно

ослабление затяжки резьбы, во избежание которого применяют специальные стопорные устройства.

При  $\psi > \varphi_1$  гайка отвинчивается без приложения внешних сил, а  $F_t$  в этом случае – сила, которую нужно приложить в противоположном направлении, чтобы удержать гайку от самопроизвольного отвинчивания.

#### 6.2.3.11. Распределение силы между витками резьбы

При действии осевой силы  $F_a$  на винт витки его резьбы передают нагрузку на гайку. Осевая сила распределяется между витками резьбы неравномерно. Это связано с податливостью винта и гайки под нагрузкой, следствием чего является изменение шага резьбы резьбовых деталей.

На стержень винта под первым витком действует вся осевая сила  $F_a$ , растягивающая стержень (рис. 6.17). Напряжения растяжения в стержне под первым витком вычисляются по формуле

$$\sigma_{p1} = \frac{F_a}{A},$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения стержня винта.

Относительная деформация стержня в этом сечении согласно закону Гука

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_{p1}}{E},$$

где  $E$  – модуль упругости материала винта.

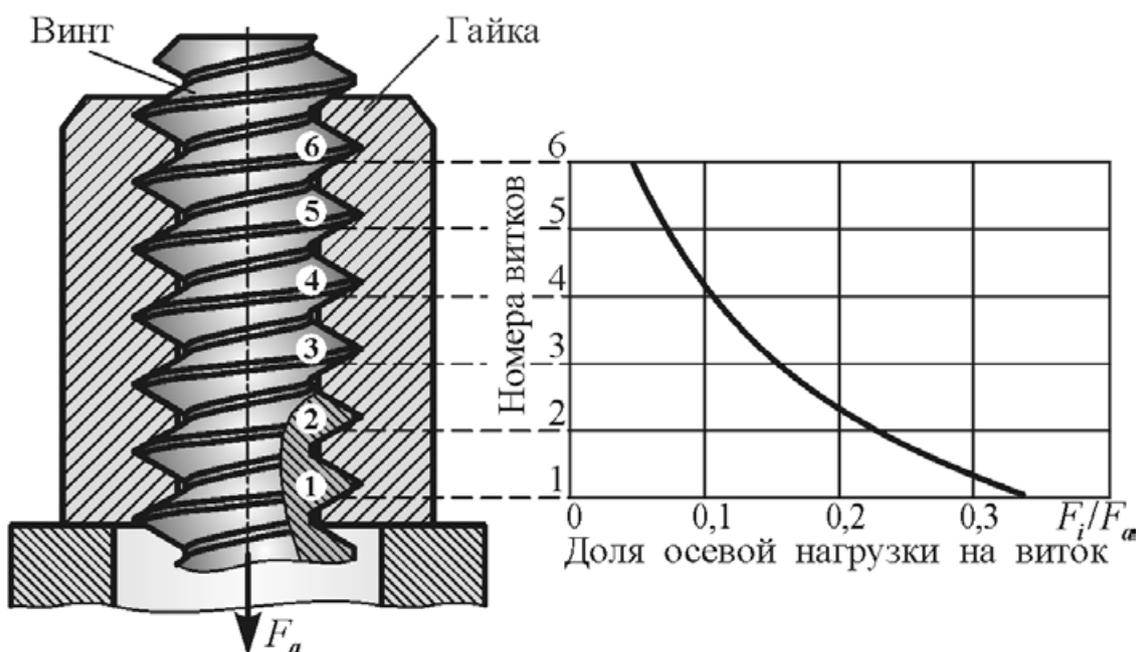


Рис. 6.17. Распределение нагрузки по виткам резьбы

Часть осевой нагрузки  $\Delta F$  воспринята первым витком. Тогда в сечении под вторым витком стержень винта растянут усилием  $F_a - \Delta F$ . Напряжения растяжения и относительная деформация в стержне под вторым витком

$$\sigma_{p2} = \frac{F_a - \Delta F}{A} < \sigma_{p1} \text{ и } \varepsilon_2 = \frac{\sigma_{p2}}{E} < \varepsilon_1.$$

Переходя от первого витка резьбы к последнему, имеем

$$\sigma_{p1} > \sigma_{p2} > \dots > \sigma_{p6} \text{ и } \varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \dots > \varepsilon_6,$$

под нагрузкой шаг резьбы винта возрастает от последнего витка к первому вследствие неравномерной упругой деформации стержня, на котором нарезана резьба.

Тело гайки под нагрузкой сжимается. Рассуждая аналогично, имеем: под нагрузкой шаг резьбы гайки уменьшается от последнего витка к первому.

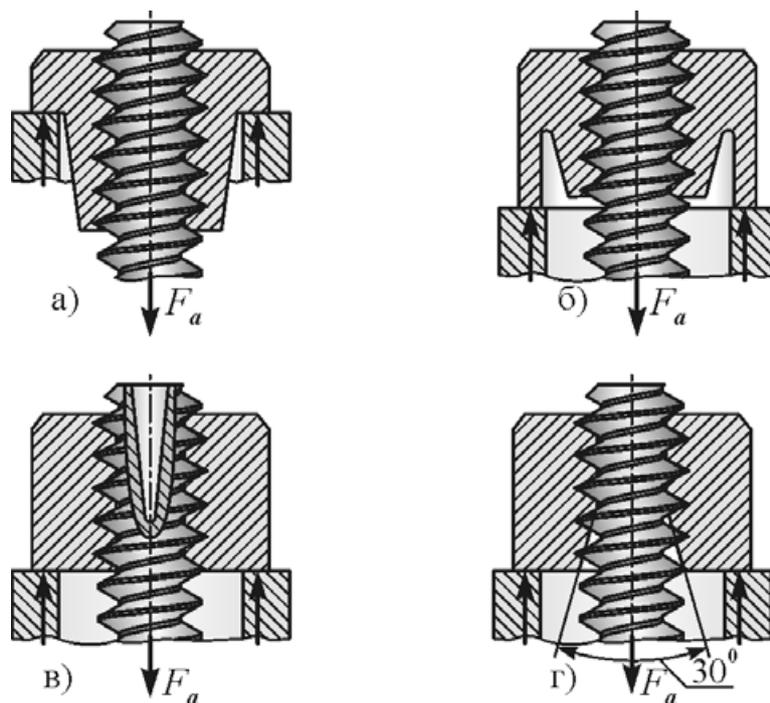
У первого витка резьбового соединения под нагрузкой имеет место наибольшая разность шагов винта и гайки, следствием чего является неравномерное распределение нагрузки по виткам.

Задача распределения нагрузки по виткам резьбы является статически неопределимой и для ее решения рассматривают условие совместности деформаций тела винта и гайки. Решение этой задачи дано проф. Н.Е. Жуковским для гайки с десятью витками: первый виток резьбы со стороны опорной поверхности гайки воспринимает около 34 % осевой нагрузки  $F_a$ , второй – около 23 %, шестой виток – около 5 %, десятый виток воспринимает около 1 % осевой нагрузки. Деформации в резьбе, связанные с погрешностями профиля, контактные деформации и местные пластические деформации несколько снижают нагрузку на первый виток.

При такой неравномерности распределения нагрузки по виткам применять гайки с числом витков более шести бессмысленно, что предусмотрено стандартом на крепежные изделия.

Улучшить характер распределения нагрузки по виткам резьбы можно конструктивными мерами (рис. 6.18), что особенно важно в соединениях, работающих при циклических нагрузках. На рис. 6.18, а, б представлены методы выравнивания нагрузки по виткам резьбы повышением податливости тела гайки.

В конструкции по рис. 6.18, а применена висячая гайка, тело которой со стороны первых витков работает на растяжение, причем наружная поверхность гайки в этой зоне выполнена конической для повышения ее податливости в зоне первых наиболее нагруженных витков. Это способствует снижению разности шагов винта и гайки под нагрузкой.



**Рис. 6.18. Методы выравнивания нагрузки по виткам резьбы**

Аналогичный эффект получают при применении гайки с поднутрением (рис. 6.18, б), когда применить висячую гайку по конструктивным соображениям невозможно.

Вырезанием конического отверстия в теле винта (рис. 6.18, в) увеличивают податливость винта в зоне последних малонагруженных витков, уменьшая разность шагов под нагрузкой.

В конструкции по рис. 6.18, г вершины наиболее нагруженных витков резьбы гайки срезаны на конус. В этой конструкции наиболее нагруженные витки винта соприкасаются с витками гайки только своими вершинами, чем повышается податливость первых витков резьбы винта с перераспределением нагрузки на другие витки.

#### 6.2.3.12. Критерии работоспособности резьбовых деталей

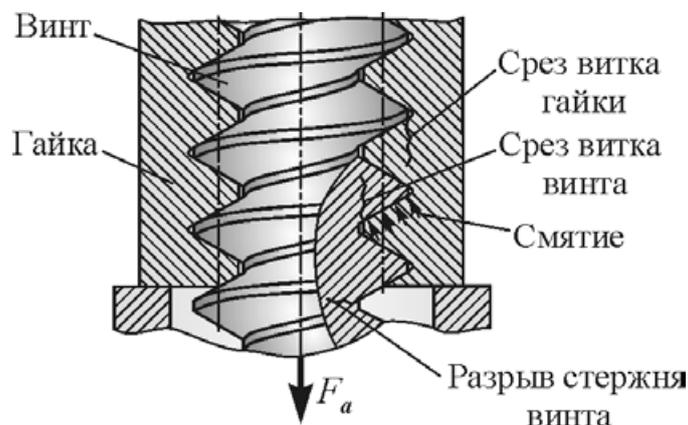
Критериями работоспособности резьбовых деталей являются (рис. 6.19):

- прочность витков резьбы на смятие;
- прочность витков резьбы на срез;
- прочность стержня винта;
- износостойкость резьбы.

*Смятие резьбы* – одна из основных причин выхода из строя крепежных резьб вследствие значительной затяжки соединения.

*Срез резьбы* имеет место в крепежных резьбах и наблюдается после значительного обмятия витков: при равнопрочных материалах винта и гайки срез происходит у витков винта, имеющих меньшую площадь среза,

срез витков гайки возможен при изготовлении ее из менее прочных материалов (бронзовая гайка передачи винт-гайка).



**Рис. 6.19. Критерии работоспособности резьбовых деталей**

Опасность смятия и среза больше у резьб с мелким шагом.

*Разрыв стержня* винта характерен для крепежных винтов малого диаметра при отсутствии контроля усилия затяжки: разрыв может произойти у первого наиболее нагруженного витка или в месте перехода от стержня к головке винта вследствие концентрации напряжений в этой зоне.

*Износ резьбы* характерен для ходовых и грузовых винтов вследствие относительного скольжения витков винта и гайки под нагрузкой.

Крепежные винты, как правило, работают со значительной силой начальной затяжки, поэтому расчеты большей части винтов в машиностроении проводят на статическую нагрузку.

Стандартизацию резьб проводят с использованием равнопрочности по основным критериям работоспособности, поэтому расчет крепежных резьб обычно ограничивают расчетом по основному критерию работоспособности – на разрыв винта. В ответственных конструкциях проводят также проверку резьбы на смятие и срез витков.

Расчет ходовых и грузовых винтов проводят по критерию износостойкости.

#### 6.2.3.13. Расчет резьбы на смятие

Расчет витков резьбы на смятие проводят в ответственных конструкциях, а также в случаях, когда одна из резьбовых деталей выполнена из материала, менее прочного, чем другая, с целью предотвращения обмятия витков при затяжке соединения. Обычно расчет проводят по номинальным напряжениям, полагая, что нагрузка по виткам распределяется равномерно. Это обосновывается тем, что допускаемые напряжения выбирают на основе испытаний резьбовых соединений, проводимых при тех же условиях распределения нагрузки по виткам.

Условие прочности на смятие резьбы (рис. 6.20)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_a}{A_{\text{см}}} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $F_a$  – осевая сила, приложенная к винту, Н;

$H_1$  – рабочая высота профиля витка, мм,

$$H_1 = (d - D_1) / 2;$$

$z$  – число витков гайки;

$[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемые напряжения смятия для менее прочной детали резьбовой пары, МПа. Принимают  $[\sigma]_{\text{см}} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_T$ .

#### 6.2.3.14. Расчет резьбы на срез

При одинаковой прочности винта и гайки расчет проводят для винта, имеющего меньшую площадь среза. Срез витков винта происходит по цилиндрической поверхности диаметра  $D_1$ . Напряжения среза в резьбе винта (см. рис. 6.20), МПа,

$$\tau_{\text{с1}} = \frac{F_a}{A_{\text{с1}}} = \frac{F_a}{\pi D_1 k H_r} \leq [\tau]_{\text{с1}},$$

где  $k$  – коэффициент полноты резьбы, зависящий от профиля (табл. 6.5);

$H_r$  – высота гайки, мм;

$[\tau]_{\text{с1}}$  – допускаемые напряжения на срез материала винта, МПа;

$$[\tau]_{\text{с1}} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T.$$

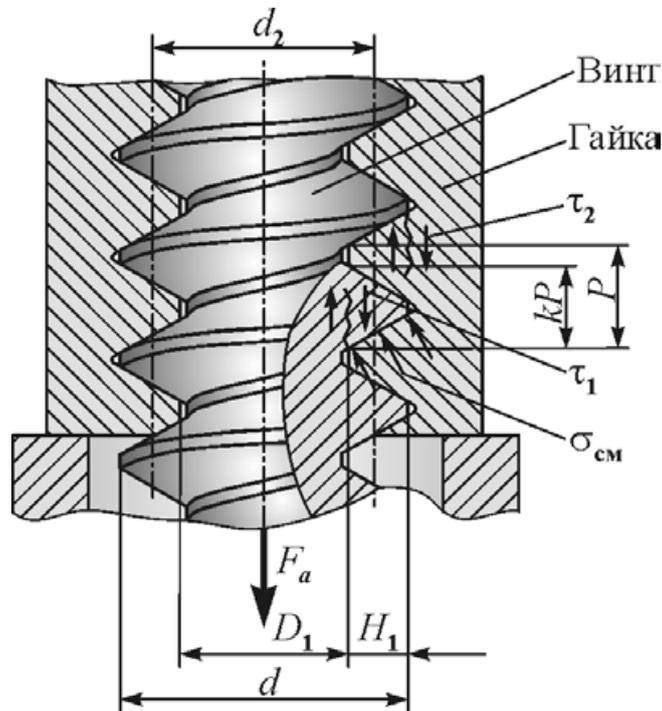


Рис. 6.20. Схема к расчету элементов резьбы на прочность

Таблица 6.5

Коэффициент полноты резьбы  $k$ 

Профиль резьбы	Коэффициент полноты резьбы $k$
Прямоугольная	0,50
Трапецеидальная	0,65
Упорная	0,75
Треугольная	0,87

В случае использования гайки меньшей прочности, чем винт, дополнительно проверяют на прочность и резьбу гайки. Срез витков гайки происходит по цилиндрической поверхности диаметра  $d$ . Напряжения среза в резьбе гайки

$$\tau_{c2} = \frac{F_a}{A_{c2}} = \frac{F_a}{\pi dkH_r} \leq [\tau]_{c2}.$$

## 6.2.3.15. Расчет винтов, нагруженных осевой силой

Винты, нагруженные только осевой силой (без начальной затяжки), встречаются в машиностроении довольно редко. Примером такой конструкции является резьбовой участок крюка грузоподъемной машины (рис. 6.21).

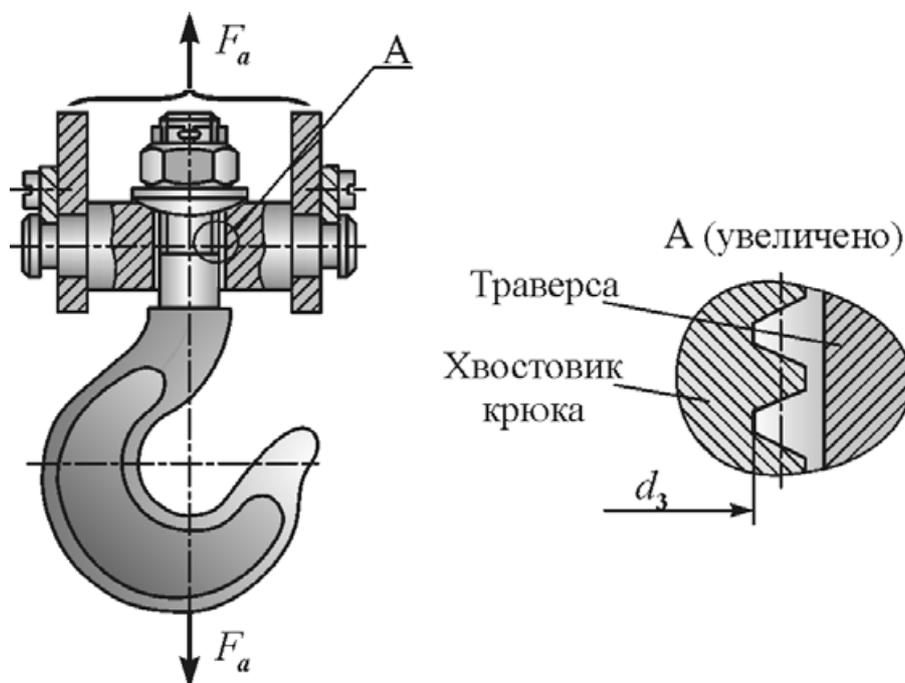


Рис. 6.21. Крюк грузоподъемной машины

Номинальные напряжения растяжения в стержне винта, МПа,

$$\sigma_p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \leq [\sigma]_p, \quad (6.10)$$

откуда внутренний диаметр резьбовой части стержня, мм,

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi[\sigma]_p}}, \quad (6.11)$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения на растяжение, МПа.

Определив внутренний диаметр резьбы  $d_3$ , подбирают стандартную резьбу, удовлетворяющую условию формулы (6.11).

#### 6.2.3.16. Расчет винтов, нагруженных осевой силой и моментом затяжки

Большинство резьбовых соединений при сборке затягивают. В затянутом резьбовом соединении винт испытывает сложное напряженное состояние: винт растянут осевой силой  $F_a$ , равной усилию затяжки  $F_{зат}$ , и скручен моментом  $T_p$ , прикладываемым к соединению при затяжке.

Напряжения растяжения  $\sigma_p$  вычисляют по формуле (6.10), напряжения кручения, МПа,

$$\tau_k = \frac{T_p}{W_p},$$

где  $T_p$  – момент сопротивления в резьбе, Н·мм;

$W_p$  – момент сопротивления кручению, мм<sup>3</sup>;  $W_p = \pi d_3^3 / 16$ .

Эквивалентные напряжения в винте от растяжения и кручения, МПа,

$$\sigma_\varepsilon = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2}. \quad (6.12)$$

Геометрическое подобие резьб позволяет заменить расчет по приведенной формуле упрощенным расчетом на растяжение. Подставив значения параметров в формулу (6.12) с учетом формулы (6.6) при среднем значении приведенного коэффициента трения  $f_1 = 0,15$  для крепежных однозаходных резьб получим

$$\sigma_\varepsilon \approx 1,3\sigma_p = 1,3 \frac{4F_{зат}}{\pi d_3^2} \leq [\sigma]_p. \quad (6.13)$$

Таким образом, расчет винтов в затянутом резьбовом соединении можно вести по упрощенной зависимости (6.13) на растяжение, заменив действие момента  $T_p$  увеличением в 1,3 раза напряжений растяжения.

При проектном расчете винтов, нагруженных осевой силой и моментом затяжки, диаметр винта, мм, выразим из формулы (6.13):

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma]_p}}. \quad (6.14)$$

По этому диаметру подбирают резьбу.

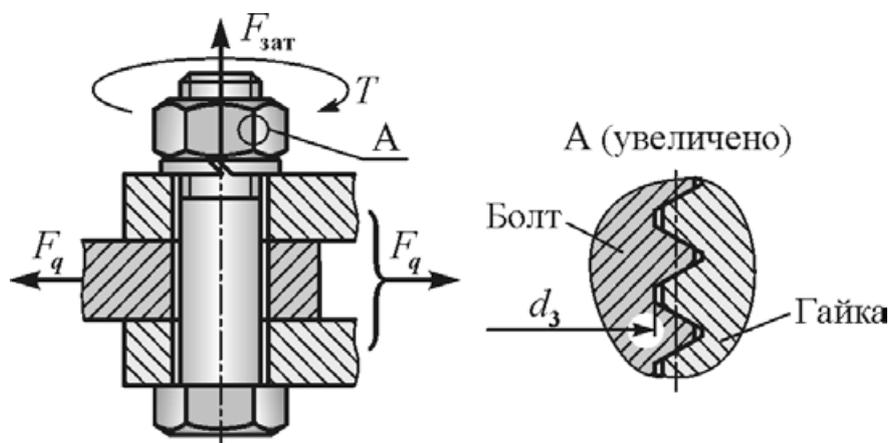
### 6.2.3.17. Расчет резьбовых соединений, нагруженных силой в плоскости стыка

Примером такого соединения является соединение листов, к которым приложена поперечная нагрузка  $F_q$ . Применяют подобные соединения двух видов:

- с винтами, установленными в отверстия с зазором (рис. 6.22);
- с винтами, установленными под развертку без зазора (см. рис. 1.2).

Соединение с зазором проще, но при установке винтов без зазора соединение может воспринимать большие нагрузки.

При установке винтов с зазором нагрузка  $F_q$ , Н, между деталями передается силами трения на поверхностях стыков деталей в результате затяжки винта (болта).



**Рис. 6.22. Соединение, нагруженное силой в плоскости стыка, при установке винтов с зазором**

Критерий работоспособности соединения с зазором – отсутствие взаимного смещения деталей под нагрузкой, что выполняется при условии: нагрузка  $F_q$  не должна превышать суммарную силу трения в стыках, т.е.

$$F_q \leq F_{\text{тр}} i,$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сила трения в стыке соединяемых деталей, Н;

$i$  – число стыков в соединении (на рис. 6.22  $i = 2$ ).

Введя коэффициент запаса по сдвигу  $k_{сд}$  и выразив силу трения  $F_{тр}$  через силу затяжки  $F_{зат}$  и коэффициент трения  $f$ , получим

$$k_{сд} F_q = F_{зат} f i,$$

откуда необходимая сила затяжки соединения

$$F_{зат} = \frac{k_{сд} F_q}{f i}. \quad (6.15)$$

Коэффициент сдвига принимают равным 1,2...2 (меньшие значения при статических, большие – при переменных нагрузках).

Расчетный диаметр винта определяют по формуле (6.14). Допускаемые напряжения на растяжение принимают  $[\sigma]_p = (0,4...0,6)\sigma_T$ .

При установке винтов *без зазора* нагрузка  $F_q$  передается непосредственно стержнем винта, работающим на срез в плоскостях стыков. Условие прочности такого соединения представлено формулой (1.3), откуда диаметр винта в плоскостях стыка, мм, при числе стыков  $i$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_q}{\pi i [\tau]_c}}. \quad (6.16)$$

Допускаемые напряжения на срез принимают  $[\tau]_c = (0,2...0,3)\sigma_T$ .

Влияние сил трения в стыках деталей от затяжки болтов обычно не учитывают, упрощая этим расчет. Исключение составляют высоконапряженные соединения при стесненных габаритах, в которых этот фактор приходится учитывать.

#### 6.2.3.18. Расчет резьбовых соединений, нагруженных моментом в плоскости стыка

Примером соединения, нагруженного моментом, является крепление двух полумуфт фланцевой муфты (см. рис. 5.4), конструкция которой и определение сил на болты рассмотрены в п. 5.2.2. При проектном расчете подобного соединения диаметр болтов определяют по формуле (6.14) при установке болтов в отверстия деталей с зазором и по формуле (6.16) – при установке болтов без зазора.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин: Учебник для вузов/ Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — 3-е изд., перераб. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 520 с.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учеб. для втузов. — 8-е изд., испр. — М.: Высшая школа, 2003. — 408 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. специальностей вузов. — 10-е изд., испр. — М.: Издательский центр «Академия», 2010. — 496 с.
4. Шевцов Ю.А., Терёбов А.С. Разработка компоновки редуктора: Учебное пособие. — 3-е изд., перераб. и доп. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. — 46 с.
5. Атлас конструкций узлов и деталей машин: Учеб. пособие / Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 384 с.
6. Устиновский Е.П. Проектирование передач зацеплением с применением ЭВМ: Компьютеризированное учеб. пособие с программами расчета передач. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. — 192 с.
7. Детали машин и основы конструирования: Комплект иллюстрационных материалов (фолий) / Е.П. Устиновский, Е.В. Вайчулис, В.П. Ерофеев, В.П. Сычев; Под ред. Е.П. Устиновского. — Челябинск: Южно-Уральский государственный университет, НИИ «Учебная техника и технологии». — 200 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	3
<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	4
<b>1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН</b>	
1.1. ПРЕДМЕТ И ЗАДАЧИ КУРСА «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ» .....	5
1.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ИСТОРИИ РАЗВИТИЯ НАУКИ О ДЕТАЛЯХ МАШИН.....	6
1.3. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН...	7
<b>1.3.1. Прочность</b> .....	7
1.3.1.1. <i>Растяжение (сжатие)</i> .....	8
1.3.1.2. <i>Смятие</i> .....	8
1.3.1.3. <i>Срез</i> .....	9
1.3.1.4. <i>Изгиб</i> .....	9
1.3.1.5. <i>Кручение</i> .....	10
1.3.1.6. <i>Сложное напряженное состояние</i> .....	11
<b>1.3.2. Жесткость</b> .....	11
<b>1.3.3. Устойчивость</b> .....	12
<b>1.3.4. Износостойкость</b> .....	12
<b>1.3.5. Теплостойкость</b> .....	12
<b>1.3.6. Надежность</b> .....	12
<b>1.3.7. Виброустойчивость</b> .....	13
1.4. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭЛЕМЕНТЫ САПР	
<b>1.4.1. Понятие о проектировании и конструировании</b> .....	13
<b>1.4.2. Этапы конструирования машин</b> .....	15
<b>1.4.3. Понятие САПР</b> .....	15
<b>2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ</b>	
2.1. НАЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧИ. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ПЕРЕДАЧЕ.....	17
2.2. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	21
2.3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	
<b>2.3.1. Общие сведения</b> .....	22
<b>2.3.2. Геометрические характеристики цилиндрической эвольвентной прямозубой передачи</b> .....	23
<b>2.3.3. Особенности геометрии косозубых и шевронных передач</b>	26
<b>2.3.4. Силы в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи</b> .....	28
<b>2.3.5. Силы в зацеплении косозубой и шевронной передач</b> .....	29
<b>2.3.6. Скольжение в зацеплении</b> .....	30

<b>2.3.7. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач.....</b>	<b>32</b>
<b>2.3.8. Расчет цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи на контактную прочность.....</b>	<b>33</b>
<b>2.3.9. Расчет цилиндрической эвольвентной зубчатой передач на изгиб зубьев.....</b>	<b>38</b>
<b>2.3.10. Материалы и термообработка зубчатых колес.....</b>	<b>40</b>
<b>2.3.11. Допускаемые напряжения в зубчатых передачах.....</b>	
2.3.11.1. <i>Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев.....</i>	44
2.3.11.2. <i>Допускаемые предельные контактные напряжения.....</i>	47
2.3.11.3. <i>Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость по изгибу.....</i>	48
2.3.11.4. <i>Допускаемые напряжения изгиба при действии кратковременной максимальной нагрузки.....</i>	49
<b>2.3.12. Точность зубчатых передач.....</b>	<b>50</b>
<b>2.3.13. Конструкции цилиндрических зубчатых колес.....</b>	<b>51</b>
<b>2.3.14. Схемы цилиндрических редукторов.....</b>	<b>52</b>
<b>2.4. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ</b>	
<b>2.4.1. Общие сведения о планетарных передачах.....</b>	<b>53</b>
<b>2.4.2. Схемы планетарных передач.....</b>	<b>54</b>
<b>2.4.3. Условия выбора чисел зубьев зубчатых колес планетарных передач.....</b>	<b>57</b>
2.4.3.1. <i>Условие правильности зацепления зубчатых колес.....</i>	57
2.4.3.2. <i>Условие соосности.....</i>	57
2.4.3.3. <i>Условие сборки.....</i>	58
2.4.3.4. <i>Условие соседства.....</i>	59
<b>2.4.4. Особенности расчета планетарных передач.....</b>	<b>59</b>
<b>2.5. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ</b>	
<b>2.5.1. Общие сведения о конических зубчатых передачах.....</b>	<b>60</b>
<b>2.5.2. Геометрические характеристики эвольвентной конической прямозубой передачи.....</b>	<b>63</b>
<b>2.5.3. Силы в зацеплении конической прямозубой передачи.....</b>	<b>65</b>
<b>2.5.4. Расчет конической зубчатой передачи на прочность.....</b>	<b>66</b>
<b>2.5.5. Конструкции конических зубчатых колес.....</b>	<b>66</b>
<b>2.5.6. Схемы конического и комбинированного редукторов.....</b>	<b>67</b>
<b>2.6. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ</b>	
<b>2.6.1. Общие сведения о червячных передачах.....</b>	<b>67</b>
<b>2.6.2. Геометрия цилиндрического червяка.....</b>	<b>69</b>
2.6.2.1. <i>Архимедов червяк ZA.....</i>	70
2.6.2.2. <i>Эвольвентный червяк ZI.....</i>	71
<b>2.6.3. Геометрия червячного колеса.....</b>	<b>71</b>

<b>2.6.4. Геометрия червячной передачи.....</b>	<b>73</b>
<b>2.6.5. Скольжение в червячном зацеплении.....</b>	<b>74</b>
<b>2.6.6. Коэффициент полезного действия червячной передачи.....</b>	<b>75</b>
<b>2.6.7. Силы в червячном зацеплении.....</b>	<b>76</b>
<b>2.6.8. Материалы червяка и червячного колеса.....</b>	<b>77</b>
<b>2.6.9. Критерии работоспособности червячных передач.....</b>	<b>78</b>
<b>2.6.10. Коэффициент нагрузки.....</b>	<b>80</b>
<b>2.6.11. Допускаемые контактные напряжения в червячной передаче</b>	
2.6.11.1. <i>Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость активных поверхностей зубьев.....</i>	80
2.6.11.2. <i>Предельные допускаемые контактные напряжения.....</i>	82
<b>2.6.12. Расчет червячной передачи на контактную прочность....</b>	<b>82</b>
<b>2.6.13. Конструкции червячных колес.....</b>	<b>84</b>
<b>2.6.14. Схемы червячных и комбинированных редукторов.....</b>	<b>84</b>
<b>2.7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ</b>	
<b>2.7.1. Общие сведения о цепных передачах.....</b>	<b>86</b>
<b>2.7.2. Конструкции приводных цепей.....</b>	<b>87</b>
2.7.2.1. <i>Цепь втулочная.....</i>	87
2.7.2.2. <i>Цепь роликовая.....</i>	88
2.7.2.3. <i>Цепь зубчатая.....</i>	89
<b>2.7.3. Критерии работоспособности цепных передач.....</b>	<b>90</b>
<b>2.7.4. Материалы и термическая обработка деталей цепей.....</b>	<b>90</b>
<b>2.7.5. Основные параметры цепных передач.....</b>	<b>91</b>
<b>2.7.6. Расчет цепных передач.....</b>	<b>93</b>
<b>2.7.7. Силы в ветвях передачи.....</b>	<b>95</b>
<b>2.7.8. Переменность скорости движения цепи и динамические нагрузки.....</b>	<b>96</b>
<b>2.7.9. Конструкции звездочек цепных передач.....</b>	<b>98</b>
<b>2.8. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ</b>	
<b>2.8.1. Общие сведения о ременных передачах.....</b>	<b>98</b>
<b>2.8.2. Схемы ременных передач.....</b>	<b>100</b>
<b>2.8.3. Профили ремней.....</b>	<b>101</b>
<b>2.8.4. Материалы плоских приводных ремней.....</b>	<b>103</b>
<b>2.8.5. Приводные клиновые ремни.....</b>	<b>104</b>
<b>2.8.6. Геометрические зависимости в ременной передаче.....</b>	<b>106</b>
<b>2.8.7. Силы в ременной передаче</b>	
2.8.7.1. <i>Силы предварительного натяжения ремня.....</i>	106
2.8.7.2. <i>Силы на валы неработающей передачи.....</i>	107
2.8.7.3. <i>Окружная сила на шкивах.....</i>	107
2.8.7.4. <i>Силы в ветвях работающей передачи.....</i>	108
2.8.7.5. <i>Силы на валы работающей передачи.....</i>	108
<b>2.8.8. Напряжения в ремне</b>	

2.8.8.1. Напряжения от предварительного натяжения ремня.....	108
2.8.8.2. Напряжения растяжения в ветвях работающей передачи.....	109
2.8.8.3. Напряжения от окружной силы.....	109
2.8.8.4. Напряжения изгиба ремня на шкивах.....	109
2.8.8.5. Напряжения от центробежных сил.....	110
2.8.8.6. Этюра напряжений в ремне.....	110
<b>2.8.9. Упругое скольжение ремня на шкивах.....</b>	<b>111</b>
<b>2.8.10. Кинематика ременной передачи.....</b>	<b>111</b>
<b>2.8.11. Тяговая способность и КПД ременной передачи.....</b>	<b>112</b>
<b>2.8.12. Проектирование ременных передач.....</b>	<b>114</b>
2.8.12.1 Проектирование плоскоремennых передач.....	114
2.8.12.2 Проектирование клиноремennых передач.....	114
2.8.12.3 Проектирование передач зубчатым ремнем.....	115
<b>2.8.13. Шкивы ременных передач.....</b>	<b>116</b>
<b>3. ВАЛЫ И ОСИ</b>	
<b>3.1. Назначение и конструкции валов и осей.....</b>	<b>118</b>
<b>3.2. Материалы валов и осей.....</b>	<b>121</b>
<b>3.3. Критерии работоспособности валов и осей.....</b>	<b>122</b>
<b>3.4. Расчеты валов и осей на прочность</b>	
<b>3.4.1. Общие указания.....</b>	<b>123</b>
<b>3.4.2. Расчетные схемы валов и осей.....</b>	<b>123</b>
<b>3.4.3. Предварительное определение диаметра вала.....</b>	<b>124</b>
<b>3.4.4. Расчет валов на статическую прочность.....</b>	<b>125</b>
3.4.4.1. Расчет вала в горизонтальной плоскости.....	127
3.4.4.2. Расчет вала в вертикальной плоскости.....	127
3.4.4.3. Результирующий изгибающий и эквивалентный моменты...	129
3.4.4.4. Напряжения и запас прочности.....	129
3.4.4.5. Реакции в опорах.....	129
<b>3.4.5. Расчет валов на сопротивление усталости.....</b>	<b>129</b>
<b>3.5. Вопросы жесткости и виброустойчивости валов и осей.....</b>	<b>132</b>
<b>4. ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ.....</b>	<b>133</b>
<b>4.1. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ</b>	
<b>4.1.1. Общие сведения.....</b>	<b>133</b>
<b>4.1.2. Форма тел качения.....</b>	<b>134</b>
<b>4.1.3. Классификация подшипников качения.....</b>	<b>135</b>
<b>4.1.4. Конструкции подшипников качения</b>	
4.1.4.1. Подшипник шариковый радиальный однорядный.....	136
4.1.4.2. Подшипник шариковый радиальный двухрядный сферический.....	136
4.1.4.3. Подшипник шариковый радиально-упорный.....	137
4.1.4.4. Подшипник шариковый упорный.....	138
4.1.4.5. Подшипник шариковый упорно-радиальный.....	138

4.1.4.6. Подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами.....	138
4.1.4.7. Подшипник роликовый радиальный двухрядный сферический.....	139
4.1.4.8. Подшипник роликовый радиальный с витыми роликами.....	139
4.1.4.9. Подшипник роликовый радиально-упорный (конический).....	140
4.1.4.10. Подшипники роликовые упорный и упорно-радиальный.....	140
<b>4.1.5. Система условных обозначений подшипников качения....</b>	<b>140</b>
<b>4.1.6. Материалы деталей подшипников качения.....</b>	<b>142</b>
<b>4.1.7. Критерии работоспособности подшипников качения.....</b>	<b>142</b>
<b>4.1.8. Подбор подшипников качения</b>	
4.1.8.1. Осевые силы в радиально-упорных подшипниках.....	143
4.1.8.2. Подбор подшипников по статической грузоподъемности...	145
4.1.8.3. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности.....	146
<b>4.2. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ</b>	
<b>4.2.1. Общие сведения.....</b>	<b>149</b>
<b>4.2.2. Конструкция подшипника скольжения.....</b>	<b>151</b>
<b>4.2.3. Критерии работоспособности подшипников скольжения.....</b>	<b>151</b>
<b>4.2.4. Подшипниковые материалы</b>	
4.2.4.1. Требования к подшипниковым материалам.....	152
4.2.4.2. Металлические вкладыши.....	153
4.2.4.3. Металлокерамические вкладыши.....	153
4.2.4.4. Неметаллические вкладыши.....	153
<b>4.2.5. Проектирование и условные расчеты подшипников скольжения</b>	
4.2.5.1. Геометрические размеры цапфы.....	154
4.2.5.2. Условный расчет по давлению в подшипнике.....	155
4.2.5.3. Условный расчет по характеристике $pV$ .....	155
4.2.5.4. Жидкостное трение в подшипниках скольжения.....	156
<b>4.2.6. Подшипники с газовой смазкой.....</b>	<b>157</b>
<b>4.2.7. Подпятники и гребни.....</b>	<b>157</b>
<b>5. МУФТЫ ПРИВОДОВ</b>	
<b>5.1. Назначение муфт в приводах машин.....</b>	<b>158</b>
<b>5.2. Муфты неподвижные (глухие).....</b>	<b>161</b>
5.2.1. Муфта втулочная.....	161
5.2.2. Муфта фланцевая.....	162
<b>5.3. Муфты компенсирующие жесткие.....</b>	<b>164</b>
5.3.1. Муфта зубчатая.....	164
5.3.2. Муфта цепная.....	166

<b>5.4. Муфты компенсирующие упругие</b> .....	167
5.4.1. <i>Свойства и назначение упругих муфт</i> .....	167
5.4.2. <i>Муфта упругая втулочно-пальцевая МУВП</i> .....	168
5.4.3. <i>Муфта упругая с резиновой звездочкой</i> .....	170
5.4.4. <i>Муфта упругая с торообразной оболочкой</i> .....	171
<b>5.5. Муфты предохранительные</b> .....	173
5.5.1. <i>Муфта предохранительная фрикционная многодисковая</i> .....	173
5.5.2. <i>Муфта предохранительная со срезным штифтом</i> .....	177
5.5.3. <i>Муфты комбинированные</i> .....	179
<b>6. СОЕДИНЕНИЯ</b>	
6.1. <b>КЛАССИФИКАЦИЯ СОЕДИНЕНИЙ</b> .....	180
6.2. <b>РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>	
<b>6.2.1. Шпоночные соединения</b>	
6.2.1.1. <i>Назначение и классификация шпоночных соединений</i> .....	181
6.2.1.2. <i>Ненапряженные шпоночные соединения</i> .....	181
6.2.1.2.1. <i>Соединения призматической шпонкой</i> .....	181
6.2.1.2.2. <i>Соединение сегментной шпонкой</i> .....	184
<b>6.2.2. Зубчатые (шлицевые) соединения</b>	
6.2.2.1. <i>Общие сведения о шлицевых соединениях</i> .....	185
6.2.2.2. <i>Прямобоочные шлицевые соединения</i> .....	185
6.2.2.3. <i>Эвольвентные шлицевые соединения</i> .....	187
6.2.2.4. <i>Шлицевые соединения треугольного профиля</i> .....	189
6.2.2.5. <i>Критерии работоспособности шлицевых соединений</i> .....	189
6.2.2.6. <i>Расчет шлицевых соединений</i> .....	189
<b>6.2.3. Резьбовые соединения</b>	
6.2.3.1. <i>Общие понятия и определения</i> .....	190
6.2.3.2. <i>Классификация резьб по назначению</i> .....	192
6.2.3.3. <i>Геометрические параметры резьбы</i> .....	192
6.2.3.4. <i>Профили резьб и их назначение</i> .....	194
6.2.3.5. <i>Поля допусков резьбовых деталей</i> .....	197
6.2.3.6. <i>Материалы, классы прочности резьбовых деталей, допускаемые напряжения</i> .....	198
6.2.3.7. <i>Момент завинчивания</i> .....	199
6.2.3.7.1. <i>Момент сопротивления в резьбе</i> .....	199
6.2.3.7.2. <i>Момент сил трения на торце гайки</i> .....	202
6.2.3.8. <i>Выигрыш в силе при применении винтовых механизмов</i> .....	202
6.2.3.9. <i>Коэффициент полезного действия резьбы</i> .....	202
6.2.3.10. <i>Момент отвинчивания и условие самоторможения резьбовых деталей</i> .....	203
6.2.3.11. <i>Распределение силы между витками резьбы</i> .....	204
6.2.3.12. <i>Критерии работоспособности резьбовых деталей</i> .....	206
6.2.3.13. <i>Расчет резьбы на смятие</i> .....	207
6.2.3.14. <i>Расчет резьбы на срез</i> .....	208

6.2.3.15. Расчет винтов, нагруженных осевой силой.....	209
6.2.3.16. Расчет винтов, нагруженных осевой силой и моментом затяжки.....	210
6.2.3.17. Расчет резьбовых соединений, нагруженных силой в плоскости стыка.....	211
6.2.3.18. Расчет резьбовых соединений, нагруженных моментом в плоскости стыка.....	212
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....</b>	<b>213</b>