

Федеральное агентство по образованию  
Федеральное государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ИНСТИТУТ ГОРНОГО ДЕЛА, ГЕОЛОГИИ И ГЕОТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра «ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»

# КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

по дисциплине

# ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

---

Для студентов, обучающихся по специальностям:

150402 "Горные машины и оборудование";

150404 "Металлургические машины и оборудование"

направления подготовки бакалавров (специалистов)

150400 «Технологические машины и оборудование»

укрупненной группы 150000 «Материаловедение, металлургия и машиностроение»

Разработчики:

Косолапова С.А., Калиновская Т.Г., Какурина С.К.

Красноярск 2008

# ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

## ВВЕДЕНИЕ

### ЛЕКЦИЯ 1.

План:

- 1.1. Классификация механизмов, узлов и деталей машин.
- 1.2. Требования к машинам и деталям.
- 1.3. Критерии работоспособности и влияющие на них факторы.

Детали машин и основы конструирования – научная дисциплина, в которой рассматриваются основы расчета и конструирования деталей и узлов общего назначения, встречающиеся в различных механизмах, установках и машинах

Целью курса "Детали машин и основы конструирования" является изучение устройства, принципа работы, расчета и проектирования деталей машин и механизмов общего назначения.

Задача курса заключается в том, чтобы, исходя из заданных условий работы деталей и сборочных единиц общего назначения, получить навыки их расчета и конструирования, изучить методы, правила и нормы проектирования, обеспечивающие изготовление надежных и экономичных конструкций.

### 1.1. Классификация механизмов, узлов и деталей машин

**Механизм** - искусственно созданная система тел, предназначенная для преобразования движения одного из них или нескольких в требуемые движения других тел.

**Машина** - механизм или сочетание механизмов, которые служат для облегчения или замены физического или умственного труда человека и повышения его производительности.

В зависимости от назначения различают:

- энергетические машины- двигатели, компрессоры;
  - рабочие машины – технологические, транспортные, информационные.
- Все машины состоят из деталей, которые объединены в узлы.

**Деталь** - это часть машины, изготовленная без применения сборочных операций.

**Узел** - крупная сборочная единица, имеющая вполне определенное функциональное назначение.

Различают детали и узлы общего и специального назначения.

Детали и узлы общего назначения делят на три основные группы:

- соединительные детали;
- передачи вращательного и поступательного движения;

- детали, обслуживающие передачи.

Создание машин и их звеньев из различных деталей вызывает необходимость соединения последних между собой. Этой цели служит целая группа соединительных деталей (соединения), которые, в свою очередь, делятся на:

- неразъемные - заклепочные, сварные, клеевые; с натягом;
- разъемные – резьбовые; шпоночные; шлицевые.

Любая машина состоит из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов. Наиболее общими для всех машин являются передаточные механизмы. Передачу энергии удобнее всего производить при вращательном движении. Для передачи энергии во вращательном движении служат передачи, валы и муфты.

Передачи вращательного движения являются механизмами, предназначеными передавать энергию с одного вала на другой, как правило, с преобразованием (уменьшением или увеличением) угловых скоростей и соответствующим изменением крутящих моментов.

Передачи подразделяют на передачи **закреплением** (зубчатые, червячные, цепные) и **трением** (ременные, фрикционные).

Вращательные детали передачи - зубчатые колеса, шкивы, звездочки устанавливают на валах и осях. Валы служат для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания указанных выше деталей. Для поддержания вращающихся деталей без передачи крутящего момента служат оси.

Валы соединяют с помощью муфт. Различают муфты постоянные и сцепные.

Валы и оси вращаются в подшипниках. В зависимости от вида трения их подразделяют на подшипники качения и скольжения.

В большинстве машин необходимо использовать упругие элементы - пружины и рессоры, назначение которых аккумулировать энергию или предотвращать вибрации.

Для повышения равномерности хода, уравновешивания деталей машин и накопления энергии в целях повышения силы удара применяют маховики, маятники, бабы, копры.

Долговечность машин в значительной степени определяется устройствами для защиты от загрязнений и для смазки.

Важную группу составляют детали и механизмы управления.

Кроме того, весьма значительные группы составляют специфические детали:

- для энергетических машин - цилиндры, поршни, клапаны, лопатки и диски турбин, роторы, статоры и другие;
- для транспортных машин - колеса, гусеницы, рельсы, крюки, ковши и другие.

## **1.2. Требования к машинам и деталям**

К большинству проектируемых машин предъявляются следующие требования:

- высокая производительность;
- экономичность производства и эксплуатации;
- равномерность хода;
- высокий КПД;
- точность работы;
- компактность, надежность и долговечность;
- удобство и безопасность обслуживания;
- транспортабельность;
- соответствие внешнего вида требованиям технической эстетики.

При конструировании и изготовлении машин должны строго соблюдаться ГОСТы.

Применение в машине стандартных деталей и узлов уменьшает количество типоразмеров, обеспечивает взаимозаменяемость, облегчает ремонт машин.

Одним из главных требований, предъявляемых к деталям, является **технологичность**, которая значительно влияет на их стоимость. Следует предусматривать максимально возможное применение стандартных узлов и деталей. Существенными показателями технологичности конструкции являются ее **материалоемкость, трудоемкость изготовления и себестоимость**. Технологичной считают такую конструкцию, для которой характерны минимальные затраты при производстве и эксплуатации.

## **1.3. Критерии работоспособности и влияющие на них факторы**

Быть работоспособными - значит находиться в таком состоянии, в котором детали могут выполнять заданные функции в пределах технических требований. Без учета работоспособности детали нельзя говорить о её надежности.

Работоспособность деталей оценивают:

- прочностью;
- жесткостью;
- износостойкостью;
- теплостойкостью;
- вибрационной устойчивостью.

Значение того или иного параметра возрастает или уменьшается в зависимости от функционального назначения детали. Например, для крепежных винтов - прочность, ходовых деталей - износостойкость. Работоспособность обеспечивают выбором соответствующего материала и расчетом детали по

основным критериям работоспособности.

Рассмотрим критерии работоспособности:

**Прочность** - главный критерий. Различают статическую и усталостную прочность. При статической - разрушение наступает при превышении предела прочности. При усталостной - при превышении предела выносливости. Усталостная прочность значительно снижается при наличии концентраторов напряжений или дефектов производства. Факторы, влияющие на величину коэффициента запаса усталостной прочности, степень ответственности детали, однородность материала и надежность его испытаний, точность расчетных формул, влияние технологии изготовления детали и т.д. В каждой отрасли машиностроения, основываясь на своем опыте, выбирают свои нормы запаса прочности для конкретных деталей. Эти нормы не являются стабильными. Их периодически корректируют по мере накопления опыта и роста уровня техники.

В деталях машин существенным является и разрушение от контактных напряжений. Они возникают в месте соприкосновения двух деталей в тех случаях, когда размеры площади касания малы по сравнению с размерами деталей. Если они больше допускаемых, то на поверхности деталей появляются вмятины, борозды, трещины или мелкие раковины. Подобные явления наблюдаются у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения.

**Жесткость.** Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих деформаций деталей в пределах, допустимых для конкретных условий работы, например:

- условия работы сопряженных деталей (правильность зацепления зубчатых колес);

- технологические условия (точность станка и т.д.);

Значение расчетов на жесткость возрастает в связи с широким внедрением высокопрочных материалов, у которых увеличиваются характеристики прочности, а модуль упругости практически не меняется.

**Износ** - процесс постепенного уменьшения размеров деталей в результате трения. Детали, изношенные больше нормы, бракуют и заменяют при ремонте. Интенсивность износа зависит от величины давления на поверхности соприкосновения деталей, коэффициента трения и износстойкости материала.

Различают несколько видов изнашивания деталей:

- абразивный износ (имеет основное значение);

- износ при заедании;

- износ при коррозии.

Для повышения износстойкости широко используют смазку труящихся поверхностей, применяют антифрикционные материалы, специальные виды химико-термической обработки поверхностей, уменьшают нагрузки и т.д.

Износстойкость значительно понижается при коррозии. Что надо учить

тывать при проектировании деталей, работающих в агрессивных средах.

**Теплостойкость.** Нагрев способствует:

- понижению механических свойств и появлению ползучести;
- понижению защищающей способности масленых пленок, и, следовательно, увеличению износа;
- изменению зазоров в сопрягаемых деталях (заклинивание);
- понижению точности машин.

Для определения температуры работы деталей проводят тепловые расчеты и, если необходимо, вносят соответствующие конструктивные изменения (применяют специальные устройства для охлаждения).

**Виброустойчивость.** Вибрации понижают усталостную прочность деталей, т.к. возникают дополнительные переменные напряжения. В некоторых случаях они снижают качество работы машины (например, в металорежущих станках снижают точность обработки и ухудшают качество обрабатываемой поверхности). Особое значение имеют резонансные явления.

## ЛЕКЦИЯ 2.

План:

- 2.1. Понятие о надежности машин
- 2.2. Основы проектирования механизмов
- 2.3. Стадии разработки проекта

### 2.1. Понятие о надежности машин

**Надежность** - это вероятность безотказной работы в течение заданного срока службы в определенных условиях. Под заданным сроком службы понимается время до первого планового ремонта или между плановыми ремонтами. Надежность определяют для машины в целом и для отдельных её узлов и деталей. Расчет надежности базируется на статистических данных.

Для оценки надежности выбирают различные показатели: число отказов в работе, средний срок службы в часах, число километров пробега и т.д.

Коэффициент надежности сложного изделия равен произведению коэффициентов надежности отдельных составляющих элементов. Таким образом:

- надежность сложной системы всегда меньше надежности самого не надежного элемента, поэтому важно не допускать в систему ни одного ненадежного элемента;

- чем больше элементов имеет система, тем меньше её надежность.

Рассмотрим изменение надежности системы во времени, которое характеризуется интенсивностью отказов – т.е. числом отказов в единицу времени (рис. 2.1).

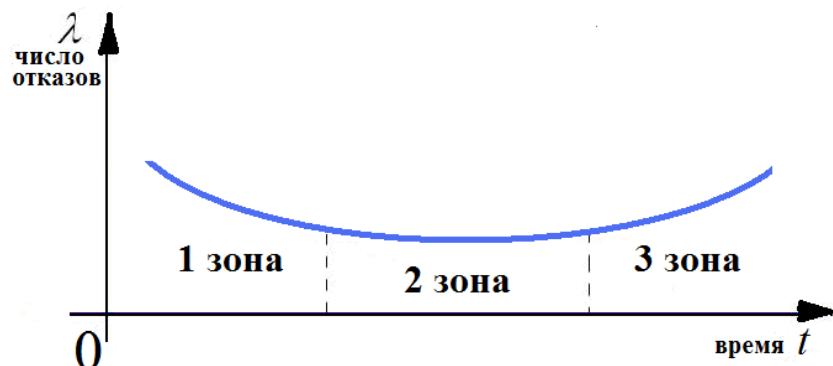


Рис.2.1. Изменение надежности системы во времени

**1 зона** – период приработки. Вследствие приработки все трущиеся детали автоматически доводятся до наиболее рациональных форм. Из этого следует, что для повышения надежности целесообразно производить обкатку изделия до сдачи его в эксплуатацию.

**2 зона** – период нормальной эксплуатации, характеризуется примерно постоянным значением интенсивности отказов. Причиной отказов здесь служат случайные перегрузки, скрытые дефекты производства, не проявившиеся в период приработки.

**З зона** – период проявления изнашивания. Здесь различные виды износа достигают таких значений, которые приводят к разрушению деталей или к нарушению нормальной работы машины. Машина потребует очередного ремонта.

Основы надежности закладываются конструктором при проектировании изделия. Плохо продуманные, не отработанные конструкции не надежны.

Рассмотрим основные **пути повышения** надежности:

- улучшение качества производства конструкции;
- уменьшение напряженности деталей (рационально применять высокопрочные материалы, различные виды термической обработки, которые увеличивают нагружочную способность зубчатых передач до 2...4 раз);
- применение хорошей смазки;
- установка предохранительных устройств;
- должный контроль ОТК.

## 2.2. Основы проектирования механизмов

**Основные принципы проектирования:**

1. **Последовательность** (очередность выполнения этапов при проектировании) и **итерационность** (корректировка проектных решений предыдущих этапов).

2. **Схемная надежность** ( $\min$  элементов в конструкции). Коэффициент надежности сложного изделия выражается произведением коэффициентов надежности составляющих элементов. Чем больше элементов имеет система, тем меньше ее надежность.

3. **Равнопрочность**. Надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного элемента, поэтому важно не допускать в систему ни одного слабого элемента.

4. **Унификация** - стремление к использованию однотипных и стандартных элементов. Стандартные узлы и детали разрабатывают на основе большого опыта и изготавливают на специализированных заводах с автоматизированным производством.

5. **Компромиссность** проектных решений (поиск компромиссов между техническими характеристиками и экономическими показателями)

6. **Резервирование** - создание в конструкции определенных резервов (запас прочности, и т.д.).

7. Сменные детали должны быть **взаимозаменяемыми** с запасными частями. Конструкция должна обеспечивать **легкую доступность** к узлам.

**Конструирование машин и механизмов** – творческий процесс. Основные особенности этого процесса состоят в многовариантности решений, необходимости согласования принимаемых решений, что делает необходимым анализ этих вариантов, принятие решений с учетом предшествующего опыта

и использованием существующих аналогичных конструкций. В наше время большое внимание уделяется вопросам технической эстетики, поэтому создаваемые конструкции должны быть не только надежными и экономичными, но и сочетать красивый внешний вид с целесообразностью форм.

**Проектированием** называется процесс разработки технической документации, содержащей технико-экономические обоснования, расчеты, чертежи, макеты, сметы, пояснительные записки и другие материалы, необходимые для производства машины. По типу изображения объекта различают **чертежное и объемное проектирование**; последнее включает выполнение макета или модели объекта. Для деталей машин характерен чертежный метод проектирования.

Совокупность конструкторских документов, полученных в результате проектирования, называется **проектом**.

Чтобы избавить конструктора от выполнения трудоемких расчетов, многофакторного анализа и большого объема графических работ используют ЭВМ. При этом конструктор ставит задачу для ЭВМ и принимает окончательное решение, а машина обрабатывает весь объем информации и делает первичный отбор. Для такого общения человека с машиной создаются системы автоматизированного проектирования (САПР). **Целью создания САПР** являются повышение технико-экономического уровня проектируемых объектов, сокращение сроков, уменьшение стоимости и трудоемкости проектирования.

## 2.3. Стадии разработки проекта

Стадии разработки конструкторской документации и этапы работ установлены стандартом, который обобщает опыт, накопленный в передовых странах по проектированию механизмов и машин.

**Первая стадия – разработка технического задания** – документа содержащего наименование, основное назначение и технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые заказчиком к разрабатываемому изделию.

**Вторая стадия – разработка технического предложения** — совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия на основании анализа технического задания, сравнительной оценки возможных решений с учетом достижений науки и техники в стране и за рубежом, а также патентных материалов. Техническое предложение утверждается заказчиком и генеральным подрядчиком.

**Третья стадия – разработка эскизного проекта** — совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструктивные решения и разработки общих видов чертежей, дающих общие представления об устройстве и принципе работы разрабатываемых изделий, его основных пара-

метрах и габаритных размерах.

**Четвертая стадия - разработка технического проекта** — совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающих полное представление об устройстве изделия. Чертежи проекта состоят из общих видов и сборочных чертежей узлов, полученных с учетом достижений науки и техники. На этой стадии рассматриваются вопросы надежности узлов, соответствие требованиям техники безопасности, условиям транспортирования и др.

**Пятая стадия - разработка рабочей документации** - совокупности документов, содержащих чертежи общих видов, узлов и деталей, оформленных так, что по ним можно изготавливать изделия и контролировать их производство и эксплуатацию (спецификации, технические условия на изготовление, сборку, испытание изделия и др.). На этой стадии разрабатываются конструкции деталей, оптимальные по показателям надежности, технологичности и экономичности.

Курсовой проект по деталям машин в условиях учебного заведения включает в себя все стадии разработки.

В соответствии с разработанной в процессе проектирования рабочей документации в дальнейшем создается **технологическая документация**, которая определяет технологию изготовления изделия.

Рабочие, технологические, а также нормативно-технические документы (последние включают стандарты всех категорий, руководящие технические материалы, общие технические требования и т. п.) в совокупности составляют **техническую документацию**, необходимую для организации и осуществления производства, испытаний, эксплуатации и ремонта предмета производства (изделия).

Условия работы деталей машин бывают весьма разнообразными и трудно поддающимися точному учету, поэтому расчеты деталей машин часто выполняют по приближенным, а иногда эмпирическим формулам, являющимся результатом обобщения накопленного опыта проектирования, испытаний и эксплуатации деталей и узлов машин.

В процессе проектирования деталей машин встречаются два вида расчетов, а именно: **проектный расчет**, при котором обычно определяются основные размеры деталей или узла, **проверочный расчет**, когда для созданной конструкции определяется, например, значение напряжений в опасных сечениях, тепловой режим работы, долговечность и другие параметры.

## Контрольные вопросы и задания

1. Что называют механизмом, машиной, деталью, узлом?
2. Перечислите виды соединений.
3. Укажите назначение передач вращательного движения.
4. Приведите классификацию передач вращательного движения.

5. Назовите критерии работоспособности деталей машин.
6. Что понимают под проектированием?
7. Перечислите стадии разработки проекта
8. Что дает автоматизация проектирования?
9. Что понимают под надежностью машин?
10. Как оценивают надежность машин?
11. Как изменяется надежность во времени?
12. Укажите пути повышения надежности машин.

# МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

### ЛЕКЦИЯ 3.

План:

- 3.1. Классификация механизмов
- 3.2. Назначение и классификация механических передач
- 3.2. Основные параметры механических передач

### 3.1. Классификация механизмов

**Механизм** - составная часть любой машины и прибора, совокупность подвижно соединенных между собой тел (деталей), преобразующая вид и характеристики движения отдельных звеньев. Если в передаче движения участвуют жидкые или газообразные тела, то механизм называют гидравлическим или пневматическим.

В механизме различают **подвижные звенья** и **стойки** (неподвижные звенья).

По своим функциям звенья могут быть  
**входными и выходными,**  
**ведущими и ведомыми,**  
**начальными и промежуточными.**

Звенья в механизме соединяются, образуя разного вида **кинематические пары**.

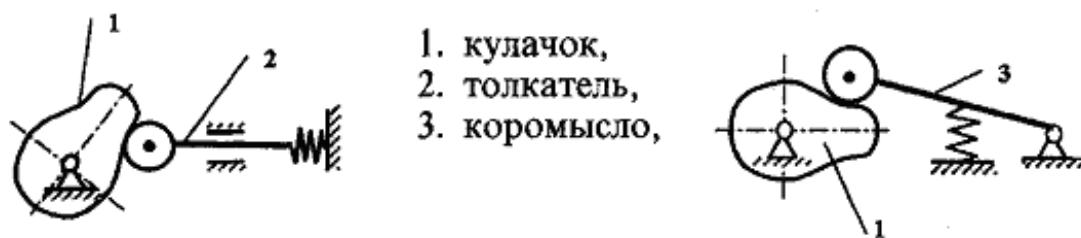
В зависимости от числа связей, накладываемых на относительное движение звеньев, различают пары

одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные.

В зависимости от вида движения одного звена относительно другого различают вращательные, поступательные, сферические, винтовые и другие пары (рис. 3.1).

#### Классификация механизмов:

**Кулачковые механизмы** - механизмы с силовым замыканием звеньев. В их состав входит кулачок (звено, имеющее рабочую поверхность переменной кривизны) и толкатель или коромысло с роликом:



1. кулачок,
2. толкатель,
3. коромысло,

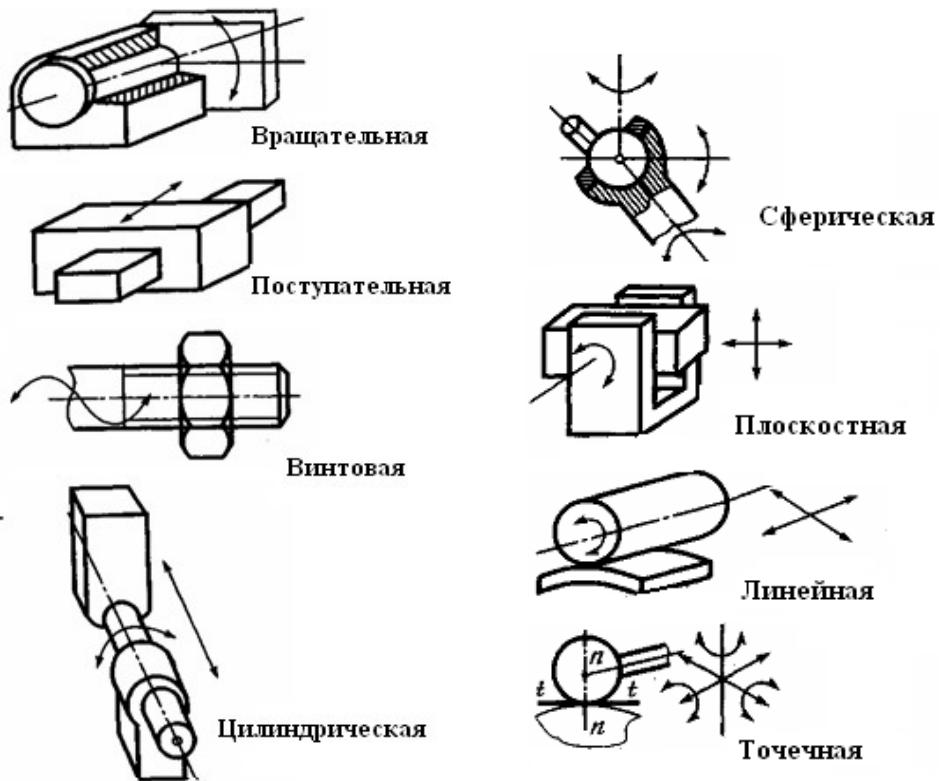
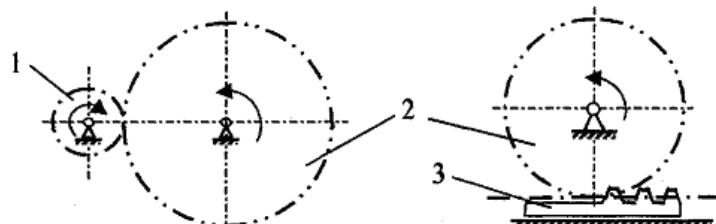


Рис. 3.1. Виды кинематических пар

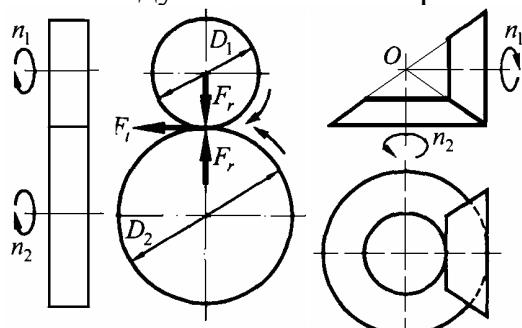
**Зубчатые механизмы**, в которых движение передается за счет зацепления зубьев. Включают в себя зубчатые колеса различной формы, зубчатые рейки, образующие вращательные или поступательные пары.

#### Цилиндрическая передача      Реечная передача



1 – шестерня, 2 - зубчатое колесо, 3 – зубчатая рейка

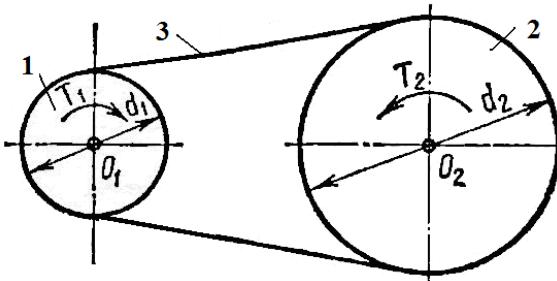
**Фрикционные механизмы**, в которых передача движения осуществляется благодаря силам трения между элементами пары.



**Механизмы с гибкими звеньями** (типа гибкой нерастяжимой нити).

Ременная передача, которая включает:

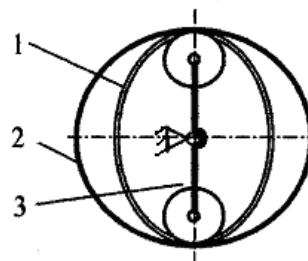
- 1 - ведущий шкив,
- 2 - ведомый шкив
- 3 - приводной ремень.



**Механизмы с упругими звеньями**, деформация которых влияет на движение механизма.

Волновая передача, которая включает:

- 1 - гибкое зубчатое колесо
- 2 - жесткое зубчатое колесо
- 3 - роликовый генератор волн (водило и 2 ролика)



По функциональному назначению и кинематической передаточной функции скорости исполнительного звена:

- механизмы с постоянным передаточным отношением (зубчатые, ременные, цепные, канатные, червячные, фрикционные передачи и др.);
- механизмы со ступенчато изменяющимся передаточным отношением (коробки перемены скоростей, ступенчатая ременная передача, ступенчатая цепная передача и др.);
- механизмы для сообщения исполнительному органу возвратно-поступательного движения;
- механизмы для движения с остановками исполнительного органа (кулачковые, малтийские, анкерные, рычажные и др.);
- механизмы сцепления (зубчатые, фрикционные, кулачковые муфты);
- тормозные механизмы.

### 3.2. Назначение и классификация механических передач

**Привод** – устройство для приведения в действие двигателем различных рабочих машин (рис. 3.2). Энергия, необходимая для приведения в действие машины или механизма, может быть передана от вала двигателя непосредственно без изменений или с помощью дополнительных устройств. Механи-

ческие устройства, применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости или вида движения, называют *механическими передачами (передачами)*.

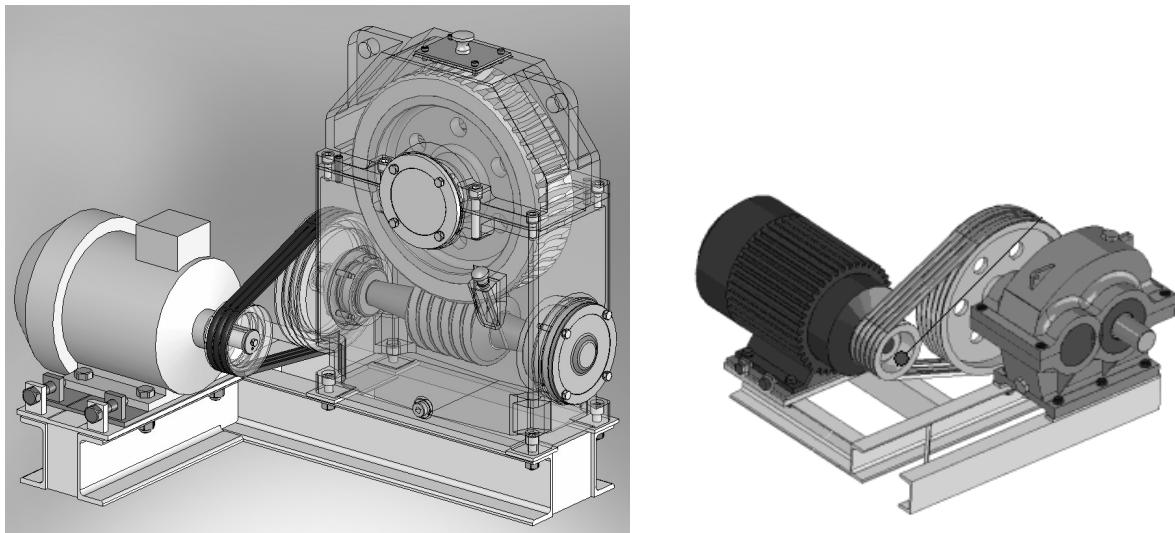


Рис. 3.2. Примеры привода

Необходимость установки передачи между двигателем и производственной машиной объясняется следующими причинами:

- источники энергии - двигатели - работают в режиме высоких угловых скоростей, обеспечивающих им наибольшую мощность, КПД и малые габариты; угловые скорости валов производственных машин обычно отличаются от угловой скорости вала двигателя;
- изменение скорости производственной машины, а, следовательно, и значения вращающего момента выгоднее осуществлять с помощью передачи, а не путем изменения угловой скорости вала двигателя, так как при уменьшении угловой скорости вала двигателя его мощность и КПД понижаются;
- двигатели обычно передают вращательное движение, а рабочие органы машины иногда требуют возвратно-поступательного, качательного, винтового и других видов движения;
- часто возникает необходимость передачи энергии от одного двигателя к нескольким производственным машинам, валы которых врачаются с неодинаковыми угловыми скоростями.

### **Классификация механических передач.**

1. По способу передачи движения различают механические передачи:

- трением (фрикционные, ременные);
- передачи зацеплением (зубчатые, червячные, винтовые, цепные).

2. По способу соединения звеньев передачи делят на:

- передачи непосредственного контакта (зубчатые, червячные, винто-

вые, фрикционные);

- передачи гибкой связью (ременные, цепные).

### 3.2. Основные параметры механических передач

В каждой передаче различают два основных вала - ведущий и ведомый (индексы 1 и 2).

К основным параметрам передач относят (рис.3.3):

- мощность на входе  $P_1$  и на выходе  $P_2$  передачи;
- быстроходность, которая выражается частотой вращения  $n_1$  и  $n_2$  (об/мин), угловой скоростью  $\omega_1$  и  $\omega_2$  ( $\text{с}^{-1}$ ) или линейной скоростью  $v$  (м/сек):

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000},$$

где  $d$  - диаметр, мм.

К дополнительным (производственным характеристикам) относят:

- коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \quad \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n,$$

где  $\eta$  - КПД многоступенчатой передачи;

$\eta_1, \eta_2, \eta_n$  - КПД каждой из передач.

- передаточное отношение:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n,$$

$i$  - передаточное отношение многоступенчатой передачи;

$i_1, i_2, i_n$  - передаточное отношение каждой из передач.

Для понижающей передачи  $i > 1$  ( $\omega_1 > \omega_2$ ), такие закрытые передачи называют **редукторами**.

Для повышающих передач  $i < 1$  ( $\omega_1 < \omega_2$ ), такие передачи называют **мультипликаторами**.

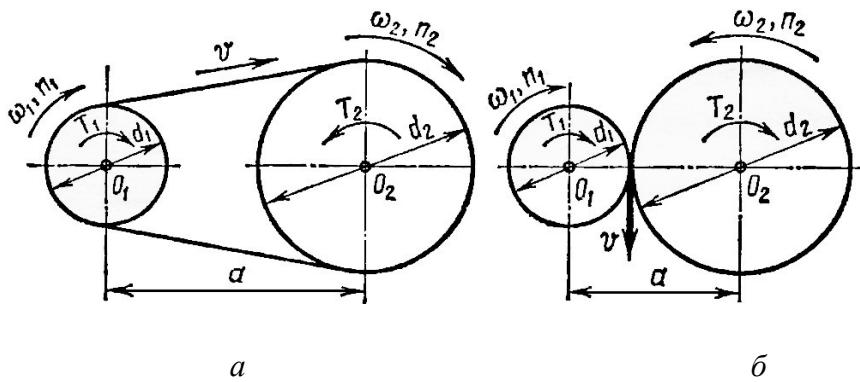


Рис. 3.3. Схемы к определению кинематических параметров передач:  
а - передачи трением; б - передачи зацеплением

Передачи выполняют с постоянным или переменным передаточным отношением. Причём, регулирование передаточного отношения может быть ступенчатым и бесступенчатым. Ступенчатые передачи выполняют в коробках скоростей с зубчатыми колёсами, в ремённых передачах со ступенчатыми шкивами. Бесступенчатые - фрикционные передачи, цепные вариаторы. Передачи для бесступенчатого регулирования менее надёжны, имеют малое распространение.

При расчёте передач часто используют зависимости между различными параметрами. Например:

$$P = \frac{F_t \cdot v}{1000},$$

где  $F_t$  - окружное усилие, Н;

$v$  - окружная скорость, м/сек;

$P$  - мощность, кВт.

$$T = 9550 \cdot \frac{P}{n}, \quad T_2 = T_1 \cdot i_1 \cdot \eta,$$

где  $T$  - крутящий момент, Нм;

$n$  - число оборотов, об/мин;

$T_2$  - крутящий момент на ведомом валу;

$T_1$  - крутящий момент на ведущем валу;

$\eta$  - КПД передачи.

## Контрольные вопросы

1. Перечислите виды кинематических пар в зависимости от вида движения.
2. Какими могут быть механизмы по функциональному назначению?
3. Дайте определение понятию «привод»

4. Чем вызвана необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и рабочим органом машины?
5. Какие функции могут выполнять механические передачи?
6. Что такое передаточное отношение?
7. Как определить передаточное отношение многоступенчатой передачи?
8. Как определить КПД многоступенчатой передачи?
9. Какова зависимость между мощностями на ведущем и ведомом валах передачи?
10. Какова зависимость между врачающими моментами на ведущем и ведомом валах передачи?

## ЛЕКЦИЯ 4.

План:

- 4.1. Общие сведения
- 4.2. Цилиндрическая и коническая фрикционные передачи
- 4.3. Виды разрушения рабочих поверхностей фрикционных катков.
- 4.4. Вариаторы

### 4.1 Общие сведения

Фрикционная передача - механизм, служащий для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью сил трения, возникающих между насаженными на валы и прижатыми друг к другу дисками, цилиндрами или конусами.

Простейшая передача включает в себя ведущий и ведомый катки (рис. 4.1, а) и две опоры, одна из которых может смещаться для создания начального прижатия катков.

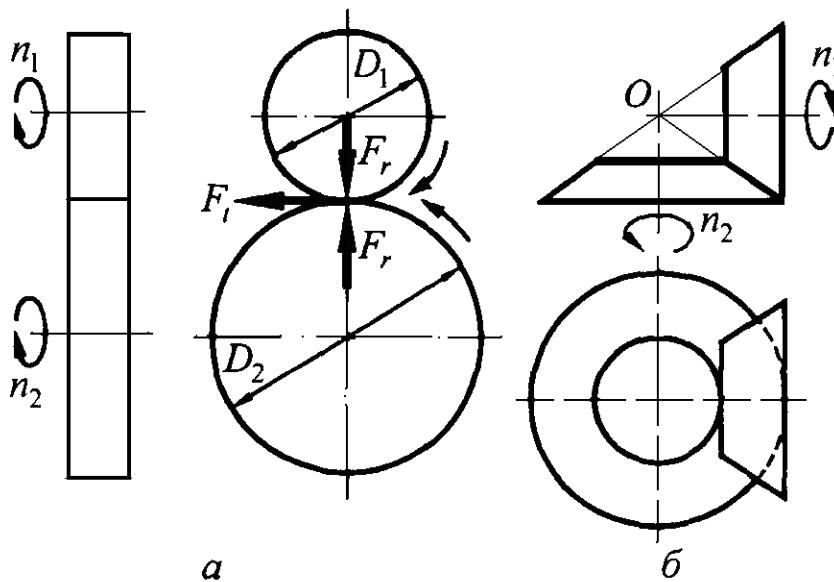


Рис. 4.1. Схемы фрикционных механизмов

Достоинства:

- 1) простота конструкции и обслуживания;
- 2) равномерность и бесшумность вращения;
- 3) возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без останова передачи;
- 4) невозможность аварий при перегрузках.

Недостатки:

- 1) большое и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей кат-

ков при буксовании;

2) большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы,  $F_r$ , что требует увеличения размеров валов и подшипников и, следовательно, делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает передаваемую мощность;

3) непостоянное передаточное число из-за проскальзывания катков.

Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:

1. По расположению осей валов

- с параллельными осями (рис. 4.1, а);
- с пересекающимися осями (рис. 4.1, б);
- со скрещивающимися осями (рис. 4.3).

2. В зависимости от назначения:

- с нерегулируемым передаточным числом (рис. 4.1);
- с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (рис. 4.3). Такие передачи называют вариаторами.

3. По форме тел качения:

- с цилиндрическими катками;
- с коническими катками и др.

4. В зависимости от условий работы:

- открытые - работают всухую;
- закрытые - работают в масляной ванне.

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения  $f$  выше, прижимная сила  $F_r$  катков меньше.

В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяют сравнительно редко, например, во фрикционных прессах, молотах. В качестве силовых передач они громоздки и малонадежны. Эти передачи используют преимущественно в приборах (спидометры, магнитофоны и др.), где требуется плавность и бесшумность работы. Фрикционные передачи с бесступенчатым регулированием — вариаторы — широко применяют в различных машинах, например в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д. Фрикционные передачи предназначены для мощностей, не превышающих 20 кВт, окружная скорость катков допускается до 25 м/с.

Материалы катков. Материалы фрикционных катков должны иметь высокие коэффициент трения скольжения  $f$  и модули упругости  $E$ , обладать высокой износстойкостью и прочностью рабочих поверхностей.

Максимальную нагрузочную способность имеют катки из закаленной стали типа ШХ15, которые могут работать в масленой ванне и всухую. Применяются в силовых передачах также чугунные катки и сочетания текстолитовых и стальных или чугунных катков. Кроме того, для изготовления кат-

ков или их облицовки (для повышения коэф. трения) применяют кожу, резину, прорезиненную ткань, дерево, фибрю и др. Катки неметаллические работают всухую.

При использовании разных материалов тел качения ведущий каток имеет меньшую прочность во избежание задиров в случае буксования передачи. Принцип равной работоспособности тел качения при этом не нарушается, т.к. рабочая поверхность ведущего катка является опережающей и обладает большей нагрузочной способностью по сравнению с ведомым катком.

## 4.2. Цилиндрическая и коническая фрикционные передачи

**Кинематика передачи.** В результате неизбежного упругого скольжения ведомый каток при работе передачи отстает от ведущего и передаточное отношение будет определяться по формуле

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

где  $\varepsilon$  – коэффициент скольжения (для металлических катков  $\varepsilon = 0,01$  -  $0,03$ , для текстолитовых  $\varepsilon = 0,1$ ).

Для силовых передач передаточное отношение  $u < 7$  для цилиндрических,  $u < 4$  для конических, в приборах  $u < 25$ .

**Силовые соотношения в передаче.** При передаче вращающего момента от одного вала к другому необходимо за счет силы трения приложить к ведомому катку окружную силу  $F_t$ , которая должна быть меньше наибольшей силы трения покоя, возникающей между катками, прижатыми друг к другу силой  $F_r$ .

Условие работоспособности передачи:

$$R_f \geq F_t$$

где:  $F_t$  - передаваемая окружная сила;

$R_f$  - сила трения в месте контакта катков.

Нарушение условия работоспособности приводит к буксованию. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, при этом рабочие поверхности катков изнашиваются. Для создания требуемой силы трения  $R_f$  катки прижимают друг к другу силой  $F_r$ , которая превышает силу  $F_t$ .

$$F_r = kF_t / f$$

где  $k$  – коэффициент запаса сцепления,  $k = 1,3-1,4$ ;

$f$  - коэффициент трения,  $f = 0,04-0,05$  для металлических катков, работающих в масле;  $f = 0,15 -0,2$ , работающих всухую;  $f = 0,2 -0,3$  для неметалли-

ческих катков.

Большие силы прижатия катков создают значительные радиальные нагрузки на валы и опоры и вызывают большие контактные напряжения на рабочих поверхностях катков, что делает передачи громоздкими, а их нагрузочную способность сравнительно невысокой.

КПД для закрытых цилиндрических передач  $\eta = 0,92 \dots 0,98$ ; для открытых -  $\eta = 0,8 \dots 0,92$ . Для конических передач  $\eta = 0,85 \dots 0,9$ .

Критерием работоспособности фрикционных передач является износостойкость рабочих поверхностей тел качения.

### **4.3. Виды разрушения рабочих поверхностей фрикционных катков.**

- Усталостное выкрашивание встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Прижимная сила, вызывает в месте касания катков высокие контактные напряжения, которые при работе циклически меняются вследствие перемещения места контакта по ободу катка.

Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях. При движении с трением в поверхностном слое катка образуются наклонные микротрещины в результате пластического течения металла. Силы трения сдвигают металл, а масло под высоким давлением заполняет раскрытие трещины. При закрытии трещин давление масла возрастает и частицы металла отделяются. На рабочей поверхности катка появляются мелкие раковины. Для предотвращения усталостного выкрашивания производят расчет на контактную прочность. Повышение твердости поверхностей катков обеспечивает более высокие допустимые контактные напряжения.

Задир возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков. В месте касания катков развивается высокая температура, масляный слой разрывается, и катки непосредственно соприкасаются друг с другом. В результате происходит привар частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей катков. Приварившиеся частицы задирают рабочие поверхности в направлении скольжения. Для предупреждения задира применяют специальные масла.

- Износ — повышенный износ имеют открытые передачи.

Таким образом, все виды разрушения рабочих поверхностей катков зависят от контактных напряжений  $\sigma_h$ , следовательно, основной расчет – расчет на прочность по контактным напряжениям.

### **4.4. Вариаторы**

Вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего. Применяются в станках, прессах, конвейерах и т. п. Бесступенчатое регулирование скорости способствует повышению производительности работы машины вследствие возможности выбора оптимального процесса, оно благоприятно для автоматизации и управления на ходу.

Главной характеристикой вариатора является диапазон регулирования, равный отношению максимальной угловой скорости ведомого катка  $\omega_{2 \max}$  к его минимальной угловой скорости  $\omega_{2 \min}$ :

$$D = \omega_{2 \max} / \omega_{2 \min} = u_{\max} / u_{\min} = R_{\max} / R_{\min}.$$

Практически для одноступенчатых вариаторов  $D=3...8$ .

Вариаторы подбирают по каталогам или справочникам в зависимости от передаваемого момента, диапазона регулирования и угловой скорости ведущего вала.

Разновидности вариаторов. В зависимости от формы тела качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.

Лобовые вариаторы (рис. 4.3) применяют в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка вдоль вала, т. е. изменением радиуса  $R_2$ . Допускают реверсирование вращения. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный КПД вследствие разности скоростей на площадке контакта. Так как  $R_1 = \text{const}$ , диапазон регулирования лобового вариатора:  $D = R_{2 \max} / R_{2 \min}$

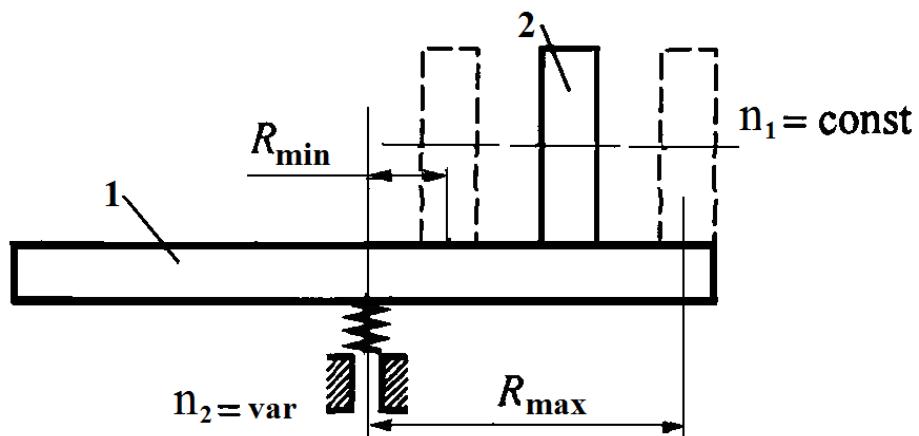


Рис. 4.3. Схемы лобового вариатора

Торовые вариаторы (рис. 4.4) состоят двух соосных катков 1 и 2 с торOIDной рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов – 3.

Регулирование угловых скоростей производится поворотом роликов с помощью поворотного механизма в результате чего изменяются радиусы контакта  $R_1$  и  $R_2$ . Текущее значение передаточного числа:

$$u = \omega_1 / \omega_2 \approx R_2 / R_1$$

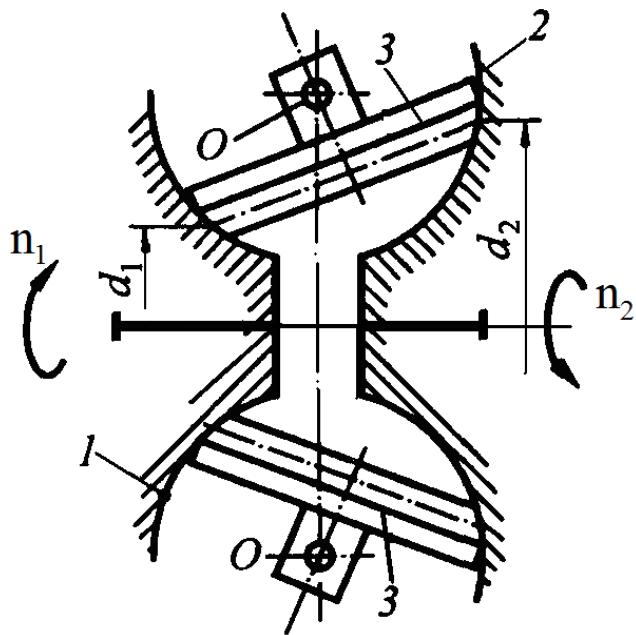


Рис. 4.4 Схема торового вариатора

Из всех вариаторов торовые наиболее компактны и совершенны, КПД до 0,95, но имеют сложную конструкцию и требуют высокой точности изготовления.

### Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите основные виды фрикционных передач?
2. Какими достоинствами и недостатками обладают фрикционные передачи?
3. Какие материалы применяются для изготовления рабочих поверхностей фрикционных катков?
4. Какими свойствами должны обладать материалы?
5. Как обеспечивается непрерывное нажатие катков фрикционных передач?
6. Что такое задир рабочих поверхностей катков?
7. Какими средствами можно предупредить задир рабочих поверхностей катков?
8. Объясните процесс усталостного выкрашивания рабочих поверхностей катков закрытой передачи
9. Какие устройства называют вариаторами?
10. Что такое диапазон регулирования вариаторов и как он определяется?
11. Что является критерием работоспособности фрикционных передач?



# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## ЛЕКЦИЯ 5.

План:

- 5.1 Достоинства, недостатки, области применения, классификация зубчатых передач
- 5.2. Геометрические параметры цилиндрических передач.
- 5.3. Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес.

## 5.1. Достоинства, недостатки, области применения, классификация зубчатых передач

Механизм, предназначенный для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью находящихся в зацеплении зубчатых колес, называют *зубчатой передачей*. Зубчатые передачи могут быть с внешним (рис. 5.1, а, в, г, д, е) и внутренним (рис. 5.1, б) зацеплением, а также реечными (рис. 5.1, з). Наиболее распространены передачи с внешним зацеплением.

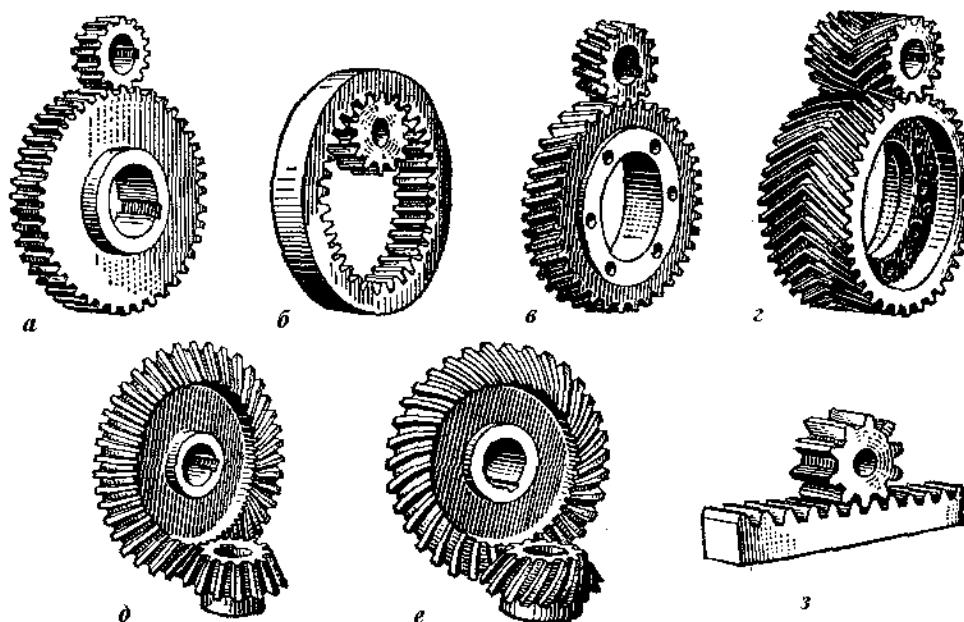


Рис. 5.1. Виды зубчатых передач

К достоинствам зубчатых передач относят:

- возможность передачи практически любых мощностей (до 50000 кВт и более) при широком диапазоне окружных скоростей (до 30...150 м/с). При высоких скоростях рекомендуют применять передачи с косыми зубьями;
- постоянство передаточного отношения;
- компактность, надежность и высокую усталостную прочность передачи;

- высокий КПД ( $\eta = 0,95..0,98$ ) при высокой точности изготовления и монтажа;
- простота обслуживания и ухода;
- сравнительно небольшие силы давления на валы и их опоры;
- возможность изготовления из самых разнообразных материалов, металлических и неметаллических.

### **Недостатки:**

- ограниченность передаточного отношения. Для одной пары зубчатых колес  $i_{max} = 12,5$ , но практически  $i \leq 7$ , лишь в открытых тихоходных, малоагруженных передачах  $i \leq 15$ ;
- вибрации и шум, особенно при низком качестве изготовления и монтажа и значительных скоростях;
- поломка деталей при больших перегрузках;
- относительная сложность изготовления высокоточных зубчатых колес.

По применению и распространению в различных областях народного хозяйства зубчатые передачи по праву занимают первое место. В любой отрасли машиностроения, приборостроения, на транспорте и т.д. зубчатые передачи находят широкое применение.

### **Классификация зубчатых передач:**

#### 1. По конструктивному оформлению:

- открытые, не имеющие защитного кожуха и масляной ванны;
- полуоткрытые, имеющие защитный кожух;
- закрытые, имеющие картер и крышку, хорошо изолирующие передачу от внешней среды.

#### 2. По окружной скорости:

- тихоходные ( $v_{max}$  до 3-4 м/с);
- средне-скоростные ( $4 \text{ м/с} \leq v \leq 15 \text{ м/с}$ );
- высокоскоростные ( $v > 15 \text{ м/с}$ ).

#### 3. По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями валов (цилиндрические передачи рис. 5.1, а, б, в, г);
- с пересекающимися осями валов (конические передачи рис. 5.1, д, ж);
- со скрещивающимися осями валов (винтовые).

#### 4. По форме линии зубьев:

- с прямым зубом (рис. 5.1, а, б, д);
- с косым зубом (рис. 5.1, в);
- с круговым зубом (рис. 5.1, е);
- с шевронными зубьями (рис. 5.1, з).

#### 5. По форме профиля зуба:

- с эвольвентным (предложен Эйлером в 1754 году);
- с круглым (предложен Новиковым в 1954 году).

## 5.2. Геометрические параметры цилиндрических передач

**Эвольвентой** или *разверткой* окружности называют кривую, описываемую точкой прямой, лежащей в плоскости круга и перекатывающейся без скольжения по его окружности.

Эту окружность называют **основной окружностью эвольвенты**. Зубья, профиль которых очерчен эвольвентой, относительно легко, просто и точно могут быть нарезаны на зуборезных станках простейшим режущим инструментом - гребенкой (инструментальной рейкой) с прямолинейными режущими кромками.

Эвольвентное зацепление обеспечивает высокую прочность зубьев, простоту и удобство измерения параметров зацепления, а также взаимозаменяемость зубчатых колес при любых передаточных отношениях.

Непрерывное зацепление при вращении зубчатых колес с постоянным передаточным отношением возможно только в случае очерчивания профиля зуба по кривой, подчиняющейся **основной теореме зацепления**: общая нормаль (линия зацепления, см. рис. 5.2) к сопряженным профилям зубьев делит межосевое расстояние ( $a_{\omega} = O_1O_2$ ) на отрезки ( $O_1P$  и  $O_2P$ ), обратно пропорциональные угловым скоростям  $\omega_1$  и  $\omega_2$ .

Если положение точки  $P$ , называемой **полюсом зацепления**, неизменно в любой момент зацепления, то передаточное отношение

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i = \text{const}$$

Окружности, касающиеся друг друга в полюсе зацепления, имеющие общие с зубчатыми колесами центры и перекатывающиеся одна по другой без скольжения, называют **начальными**.

Если заменить одно из колес зубчатой рейкой, то для каждого зубчатого колеса найдется только одна окружность, катящаяся по начальной прямой рейки без скольжения; эту окружность называют **делительной** (обозначают  $d$ ).

В дальнейшем рассматриваются только такие зубчатые передачи, у которых начальные и делительные окружности зубчатых колес совпадают.

Окружность, ограничивающую высоту зубьев, называют **окружностью вершин (выступов) зубчатого колеса**; ее диаметр обозначают  $d_a$ . Окружность, ограничивающую впадины зубьев, называют **окружностью впадин зубчатого колеса**; ее диаметр обозначают  $d_f$ .

Часть профиля зуба, ограниченная делительной окружностью и окружностью выступов, называют **головкой зуба** ( $h_a$ ). Часть профиля зуба, ограниченная делительной окружностью и окружностью впадин, называют **ноской зуба** ( $h_f$ ). Высота зуба -  $h = h_a + h_f$ .

**Окружной шаг зубьев** ( $p$ ) – расстояние между одноименными сторонами

ми двух соседних зубьев, взятое по длине делительной окружности. Он складывается из окружной толщины зуба ( $s$ ) и окружной ширины впадины зуба ( $e$ ).

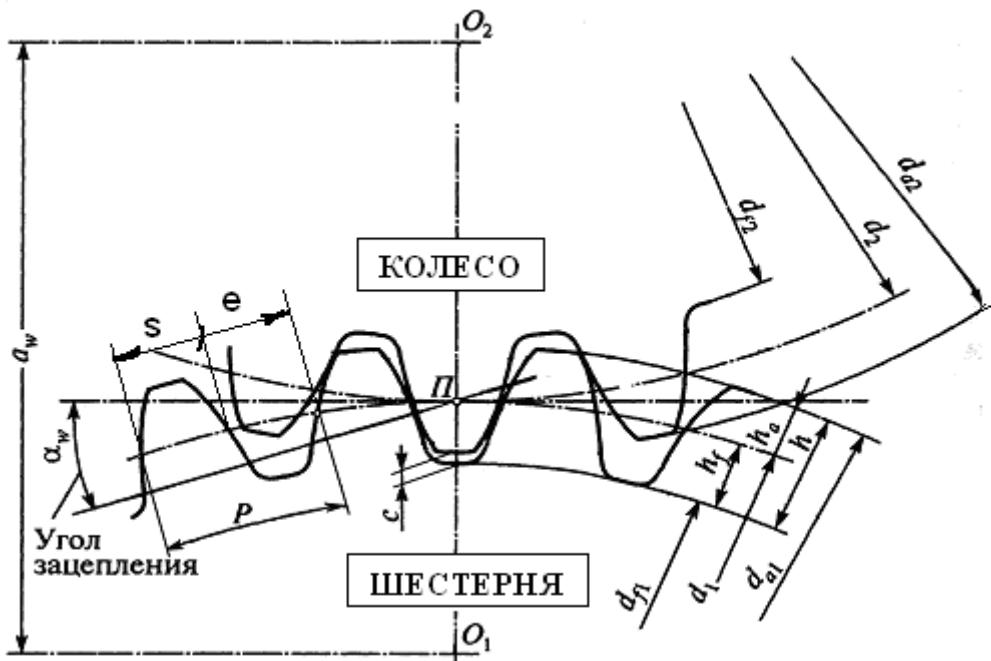


Рис. 5.2. Эвольвентное некорректированное зацепление

Прямую линию, проходящую через полюс зацепления  $P$  касательно к основным окружностям шестерни (зубчатое колесо с меньшим числом зубьев) и колеса, называют **линией зацепления**. Линия зацепления является линией давления сопряженных профилей зубьев в процессе эксплуатации зубчатой передачи.

Угол  $\alpha_w$ , образованный линией зацепления и общей касательной, проведенной через полюс зацепления к делительным окружностям шестерни и колеса, называют **углом зацепления**. По стандарту  $\alpha_w = 20^\circ$ .

Для предотвращения заклинивания, компенсации температурных деформаций, а также ошибок изготовления и сборки предусмотрен радиальный зазор -  $c$ . Кроме того, для обеспечения нормальной работы, необходим боковой зазор между зубьями соприкасающихся колес.

Часть делительной окружности, приходящейся на один зуб колеса, называют **модулем зацепления**.

Модуль – основной параметр зацепления. Значения модулей стандартизированы. Все размеры зубчатых колёс вычисляют с учетом модуля зацепления -  $m$ .

Например для прямозубых цилиндрических передач:

- диаметр делительной окружности  $d = m \cdot z$ ;
- диаметр выступов зубьев  $d_a = d + 2 \cdot m$ ;
- диаметр впадин зубьев  $d_f = d - 2,5 \cdot m$ ;
- высота головки зуба  $h_a = m$ ;

- высота ножки зуба  $h_f = 1,25 \cdot m$ ;
- высота зуба  $h = 2,25 \cdot m$ ;
- межосевое расстояние  $a_0 = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$ ,  
где  $z_1$  и  $z_2$  - число зубьев шестерни и колеса.

### 5.3. Особенности геометрии косозубых цилиндрических колес

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол  $\beta$  (рис. 5.3)

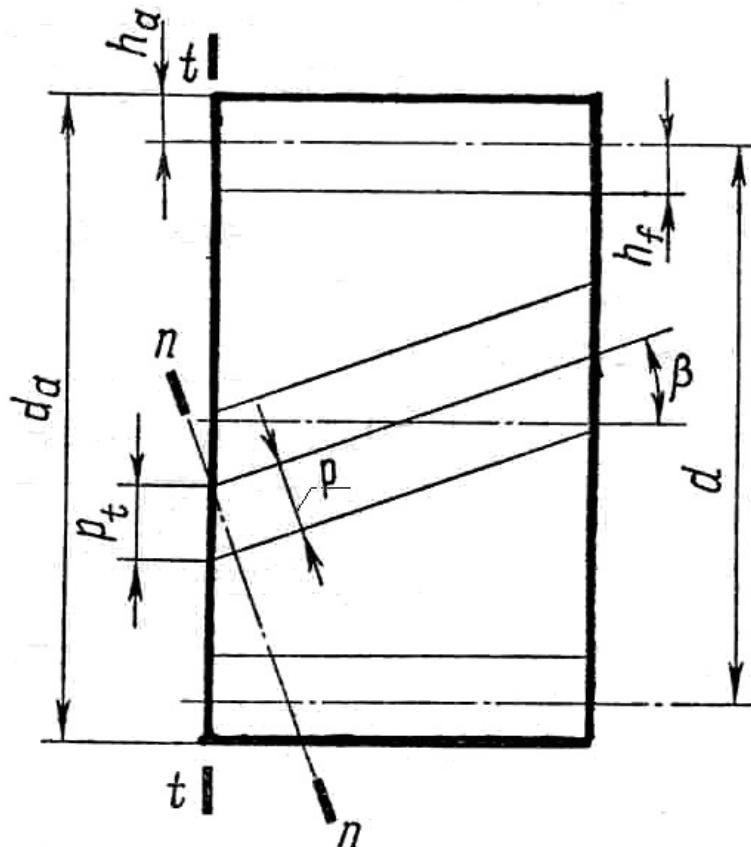


Рис. 5.3. Схема косозубого цилиндрического колеса

Наклон зуба при его нарезании образуют соответствующим поворотом инструмента на угол  $\beta$ . Профиль косого зуба в нормальном сечении  $n-n$  совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении обозначают  $m_n$ .

В торцевом сечении  $t-t$  параметры косого зуба зависят от угла  $\beta$ :

$$\text{окружной шаг } p_t = \frac{p_n}{\cos \beta};$$

$$\text{окружной модуль } m_t = \frac{m_n}{\cos \beta};$$

$$\text{диаметр делительной окружности } d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}.$$

В отличие от прямозубой передачи в косозубой зубья входят в зацепление

ние не сразу по всей длине, а постепенно. Увеличивается время контакта одной пары зубьев, в течение которого входят новые пары зубьев, нагрузка передается большему числу контактных линий, что значительно снижает шум и динамические нагрузки. Причем, чем больше угол наклона линии зуба, тем выше плавность зацепления. Такие передачи рекомендуют применять в качестве быстроходных.

Основной **недостаток** косозубых передач - возникновение осевой силы, усложняющей конструкцию опор и сдвигающей колесо по валу. Вследствие этого величину угла наклона зуба ограничивают в пределах **8..18°**. Избавиться от этого недостатка можно, применив шевронный зуб (как бы сдвоенный косозубый). При этом осевые силы на каждой из половинок колеса взаимоуравновешиваются. Угол наклона зуба у таких колес достигает **40...45°**.

# ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## ЛЕКЦИЯ 6.

План:

- 6.1. Понятие о корректировании зубчатых передач.
- 6.2. Точность зубчатых передач.
- 6.3. Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых передач.
- 6.4. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач.

### 6.1. Понятие о корректировании зубчатых передач

Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба (рис. 6.1)

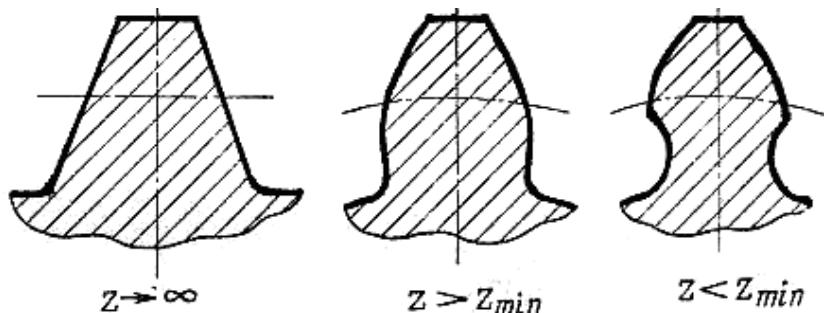


Рис. 6.1. Формы зуба в зависимости от числа зубьев

С уменьшением числа зубьев  $z$  увеличивается кривизна эвольвентного профиля, а толщина зуба у основания и у вершины уменьшается. При дальнейшем уменьшении  $z$ , когда  $z < z_{min}$  появляется подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, в результате чего прочность зуба резко снижается. По границе подрезания устанавливают минимально допустимое число зубьев  $z_{min} = 17$ .

При постоянной величине диаметра можно менять число зубьев, сохраняя  $const = m \cdot z$ . В этом случае зуб меняется не только по форме, но и по размерам. С увеличением числа зубьев их форма улучшается, а размеры уменьшаются, что снижает прочность зуба на изгиб. Практика эксплуатации зубчатых передач рекомендует принимать  $z_1 = 20 \dots 30$  зубьев.

Улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты по сравнению с нормальным зацеплением называют **корректированием**. Корректирование рекомендуют применять в следующих случаях:

- для устранения подрезания зубьев шестерни, если  $z_1 < z_{min}$ ;
- для повышения изгибной прочности зубьев, что достигается увеличением их толщины;
- для повышения контактной прочности, что достигается увеличением радиуса кривизны в полюсе зацепления;

- для получения заданного межосевого расстояния передачи.

Корректирование осуществляют смещением инструмента при нарезании зубьев на величину ( $X_m$ ).

**Положительным** называют смещение инструмента от центра зубчатого колеса, **отрицательным** - к центру.

При положительном смещении увеличивается толщина зуба у основания, что повышает его прочность на изгиб. Профиль зуба, переходит на участок эвольвенты более удаленной от основной окружности. Это приводит к увеличению радиусов кривизны и, следовательно, к повышению контактной прочности. При отрицательном смещении происходит обратное явление. У корректированных колес по делительной окружности толщина зуба и ширина впадины не одинаковы, но в сумме остаются равными окружному шагу.

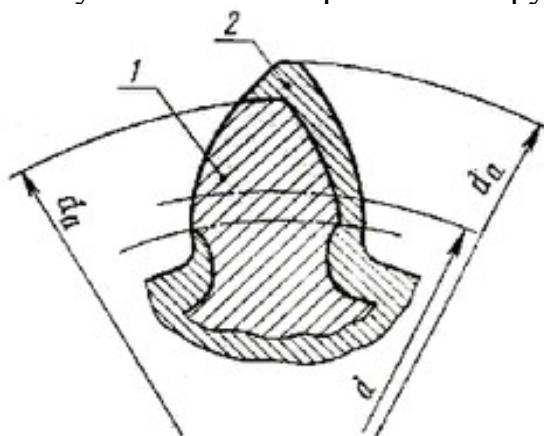


Рис. 6.2. Изменение профиля зуба при корректировании:  
1 - зуб некорректированного колеса; 2 - зуб корректированного колеса

В зависимости от сочетания смещений при нарезании зубьев парных зубчатых колес коррекция может быть **высотной** или **угловой**.

При высотной коррекции шестерня изготавливается с положительным смещением, а колесо с отрицательным, но так чтобы смещение было одинаковым. Суммарный коэффициент смещения будет равен нулю.

Высотную коррекцию применяют при большом передаточном числе, когда требуется обеспечить равнопрочность зубьев шестерни и колеса на изгиб. При высотной коррекции остаются неизменными межосевое расстояние, угол зацепления и высота зубьев, меняется лишь соотношение между высотой головок и ножек зубьев.

Угловая коррекция является общим видом корректирования, при котором суммарный коэффициент смещения не равен нулю. Для правильного зацепления необходимо колеса раздвинуть; в результате чего меняется межосевое расстояние и возрастает угол зацепления. Угловая по сравнению с высотной коррекцией дает значительно большие возможности влиять на различные параметры зацепления.

## 6.2. Точность зубчатых передач

При изготовлении зубчатых передач неизбежны погрешности, которые выражаются в отклонениях шага, биении колес, в отклонениях от теоретического профиля зубьев, непараллельности зубьев, в отклонениях межосевого расстояния и др. Все эти погрешности приводят к повышенному шуму во время работы и преждевременному разрушению колес передачи. Точность зубчатых передач регламентируют стандартами, в которых предусмотрено 12 степеней точности. Наибольшее распространение для силовых передач получили 6, 7, 8 и 9 степени точности, причем 6 степень точности выше 7. Степень точности передачи зависит от окружной скорости. Чем выше окружная скорость, чем должна быть выше степень точности.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть гарантированный боковой зазор. Величину этого зазора регламентируют видом сопряжения зубчатых колес. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения с различными величинами зазора:

H - нулевой зазор, E - малый, C и D - уменьшенный, B - нормальный, A - увеличенный.

**Пример** обозначения степени точности изготовления колес - **8-B**, что указывает на 8 степень точности с нормальным зазором.

## 6.3. Силы в зацеплении прямозубых и косозубых цилиндрических зубчатых передач

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления. Распределенную по контактным линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей, которая направлена по линии давления зубьев. При расчетах эту силу раскладывают на взаимно перпендикулярные составляющие. Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они сравнительно малы.

Рассмотрим силы в зацеплении на примере прямозубой передачи (рис. 6.3, a).

На ведомом колесе направление силы  $F_t$  совпадает с направлением вращения, на ведущем противоположно ему. Радиальная сила  $F_r$  всегда направлена по радиусу к центру вращения.

Определим величины сил в зацеплении:

- окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}.$$

- радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_\omega,$$

где  $T_1$  и  $T_2$  - крутящие моменты соответственно на шестерне и колесе,  $\alpha_\omega$  - угол зацепления, для некорrigированных колес  $\alpha_\omega = 20^\circ$ .

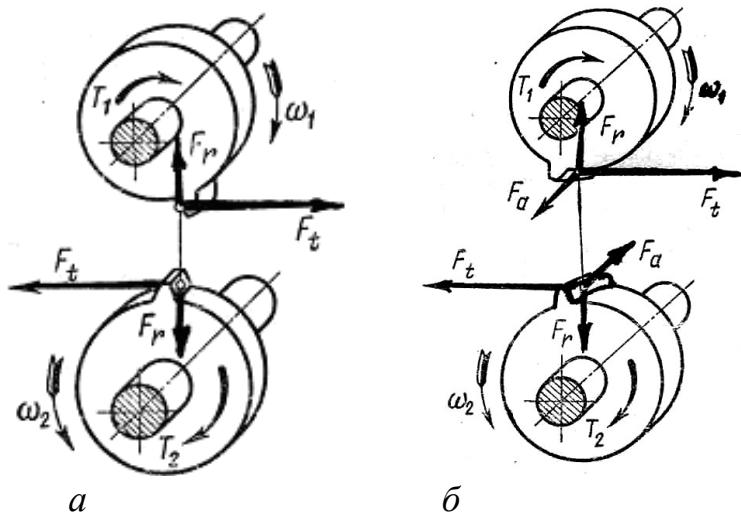


Рис. 6.3. Силы в зацеплении цилиндрической передачи:  
а – прямозубой; б – косозубой

В косозубой передаче за счет наклона зубьев на угол  $\beta$  появляется дополнительная составляющая - осевая сила (рис.6.3, б).

В результате силы определяются следующим образом:

- окружная сила определяется по тем же отношениям, что и в прямозубой передаче;

$$\text{- радиальная сила} \quad F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_\omega}{\cos \beta};$$

$$\text{- осевая сила} \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где  $\beta$  – угол наклона зуба.

Направление осевой силы определяют в зависимости от направления наклона зуба (влево или вправо).

#### 4.4. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач

В процессе работы передачи на зуб действует нагрузка, передаваемая зацеплением и силы трения. Повторно - переменное воздействие этой нагрузки приводит к следующим видам повреждения зубьев:

- поломке зубьев;
- выкрашиванию рабочих поверхностей;
- износу и заеданию зубьев.

**Поломка зубьев** – наиболее опасный вид разрушения. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают наибольшие растягивающие напряжения. Прямые короткие зубья выламываются полностью, длинные, особенно косые, обламываются по косому сечению (рис. 6.4). Поломку предупреждают расчётом на прочность по напряжениям изгиба, применением корригирования, увеличением точности изготовления колёс и их монтажа.

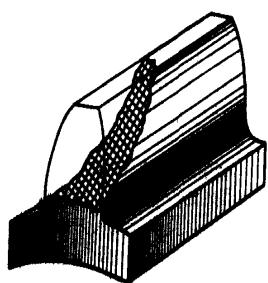


Рис. 6.4. Поломка зуба

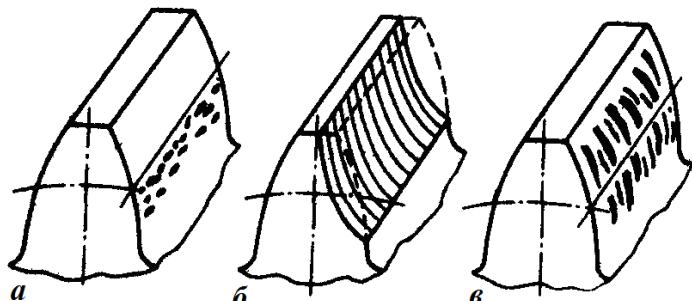


Рис. 6.5. Усталостное выкрашивание, износ и заедание

**Усталостное выкрашивание** рабочих поверхностей зубьев является основным видом разрушения для большинства зубчатых передач. В результате действия повторно – переменных контактных напряжений в околополюсной зоне появляются микротрещины. Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазки, что приводит к образованию на поверхности зуба мелких ямок, переходящих далее в раковины (рис. 6.5, а). Усталостное выкрашивание предупреждают расчётом на контактную прочность, повышением твердости поверхности зуба, применением корригирования, повышением точности изготовления зубьев, выбором рационального сорта масла.

**Износ зубьев** – основной вид разрушения зубьев открытых передач. По мере износа зуб утончается (рис. 6.5, б), ослабляется его ножка, что, в конечном счёте, приводит к его поломке. Износ уменьшают защитой от пыли и грязи, повышением поверхностной твёрдости зубьев, понижением шероховатости зубьев, применением правильно выбранной смазки.

**Заедание зубьев.** Заключается в приваривании частиц одного зуба к другому вследствие местного повышения температур в зоне зацепления. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности других зубьев, бороздя их в направлении скольжения (рис. 6.5, в). Заедание зубьев предупреждают повышением твердости и понижением шероховатости рабочих поверхностей зубьев, применением корригирования, правильным подбором противозадирных масел.

Таким образом, для закрытых зубчатых передач основным, выполняемым в качестве проектного расчета, является **расчёт на контактную прочность; расчёт на изгиб** выполняют как проверочный. Для открытых передач наоборот.

# **ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

## **ЛЕКЦИЯ 7.**

План:

7.1.Материалы зубчатых колес и их термообработка.

7.2.Допускаемые напряжения.

7.3.Расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность и по напряжениям изгиба

### **7.1. Материалы зубчатых колес и их термообработка**

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что величина нагрузки, допускаемой контактной прочностью зубьев, определяется в основном твердостью материала колёс. Основным материалом для изготовления зубчатых колес в настоящее время является сталь.

В зависимости от твердости стали делят на две основные группы:

- твердость  $\text{HB} \leq 350$  ед., термообработка - нормализация или улучшение;
- твердость  $\text{HB} > 350$  ед., что достигается применением следующих видов термообработки: объёмная закалка, закалка ТВЧ, цементация, азотирование и др.

Эти группы различны по технологии их обработки, нагрузочной способности и приработке.

Твердость материала  $\text{HB} \leq 350$  позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом добиваются высокой точности без применения дорогостоящих операций. Колеса этой группы хорошо прирабатываются. Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса:

- для прямозубых колес

$$\text{HB}_1 \geq \text{HB}_2 + (20 \dots 25);$$

- для косозубых колес

$$\text{HB}_1 \geq \text{HB}_2 + (70 \dots 80).$$

Для твердых материалов ( $\text{HB} > 350$ ) твердость обычно определяют способом Роквелла, при этом твердость обозначается HRC (ориентировочно  $\text{HB} = 10 \text{ HRC}$ ).

Специальные виды термообработки позволяют получить твердость 45...65 HRC. При этом допускаемые контактные напряжения увеличиваются в 2 раза, а нагрузочная способность передачи до 4 раз.

К недостаткам, ограничивающим применение твердых материалов для изготовления колес, следует отнести следующее:

- высокотвердые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости опор валов;

- термообработку производят после нарезания зубьев, что часто приводит к значительному короблению зубьев. Для устранения этого явления необходимо применять специальные виды механообработки, резко удорожающие изготовление колёс.

Колеса, изготовленные из материалов с  $HV > 350$ , могут иметь одинаковую твердость.

Для изготовления зубчатых колёс тихоходных открытых передач рекомендуют применять чугуны марок СЧ15...СЧ35. Зубья чугунных колёс хорошо прирабатываются, но имеют пониженную прочность на изгиб.

В быстроходных малонагруженных передачах для шестерен, работающих в паре с металлическими колёсами, применяют пластмассы типа текстолит, капрон, полиформальдегид и др. Зубчатые колёса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода.

## 7.2. Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma]_H$ .

Экспериментом установлено, что контактная прочность рабочих поверхностей зубьев зависит в основном от твёрдости этих поверхностей и определяется по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} \cdot K_{HL},$$

где  $\sigma_{H\lim}$  - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружения, определяют как функцию от твёрдости материала полученную после различных видов термообработки;

$S_H$  - коэффициент безопасности, зависит от вида термообработки;

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности, учитывающей влияние срока службы и режима нагрузки передачи.

Допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma]_F$  вычисляют по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC},$$

где  $\sigma_{F\lim}$  - предел изгибной выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружений, также его величина зависит от вида термообработки и твёрдости материала колёс после неё;

$S_F$  - коэффициент безопасности, учитывающий технологию получения

колёс (литё, ковка, штамповка и т.д.);

$K_{FL}$  - коэффициент долговечности;

$K_{FC}$  - коэффициент, учитывающий реверсивность передачи.

### 7.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность и по напряжениям изгиба

Основным критерием работоспособности закрытых передач является контактная выносливость поверхностей зубьев. Поэтому основные размеры передачи определяют из расчета по контактным напряжениям, затем зубья проверяют на изгиб.

При выводе расчетной формулы на контактную прочность рассматривают соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление. Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами, равными радиусам эвольвента в полюсе зацепления  $\rho_1$  и  $\rho_2$ .

Расчет ведут по колесу, материал которого чаще менее прочен. Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{q}{\rho_{np}}},$$

где  $q$  - нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба; для прямозубых колес длина контактных линий равна ширине венца колеса  $b_2$ :

$$q = \frac{F_n}{b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{F_t}{b_2 \cdot \cos\alpha} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV},$$

где  $K_{H\alpha}$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, зависит от деформации опор, валов, корпушов и самих колес;

$K_{HV}$  - коэффициент динамической нагрузки, зависит от твердости материала колес, скорости и степени точности передачи;

$E_{np}$  - приведенный модуль упругости;

$\rho_{np}$  - приведенный радиус кривизны;

$$\rho_{np} = \frac{d_1 \cdot \sin\alpha}{2} \cdot \frac{u}{u+1},$$

где  $d_1$  - делительный диаметр шестерни;

$u$  - передаточное отношение передачи.

Обозначим:

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев, при  $\alpha = 20^\circ$ ,  $Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta$ ;

$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi (1 - \mu^2)}}$  - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес, для стальных колес  $Z_M = 275 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ ;

$Z_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии, - для прямозубых колес:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

- для косозубых и шевронных:

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

где  $\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцевого перекрытия, равный

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \cos \beta;$$

$\emptyset_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$  - удельная расчетная окружная сила.

После подстановки окончательно получим:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\emptyset_{Ht} \cdot (u + 1)}{d_1 u}} \leq [\sigma_H].$$

Передача работоспособна, если отклонение контактного напряжения от допускаемого находится в пределах:

$$\frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \begin{cases} + 5\% \\ - 20\% \end{cases}$$

Рассмотрим **изгиб зубьев** на примере прямозубого зацепления. Наибольшие напряжения изгиба имеют место у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель (рис. 7.1).

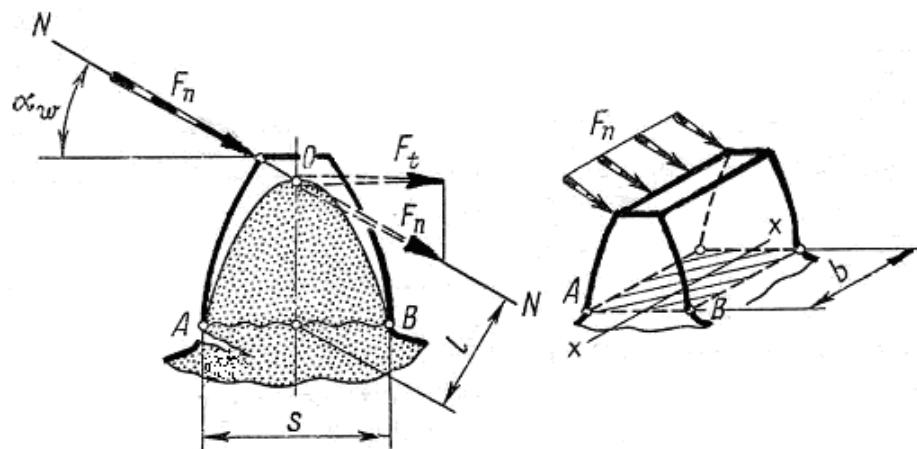


Рис. 7.1. К расчету изгибных напряжений

При этом исходными положениями являются следующие положения:

- вся нагрузка зацепления передается одной парой зубьев;
- зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой, приложенной к зубу в его вершине.

Точное решение получают методами теории упругости. Для расчетов используют эти решения, но вводят теоретический коэффициент концентрации напряжений  $K_T$ .

Тогда напряжения изгиба составят

$$\sigma_F = \frac{F_n \cdot l \cdot K_T}{W_X} = \frac{6F_t \cdot l \cdot K_T}{b \cdot S^2 \cdot \cos\alpha},$$

где  $W_X$  - осевой момент сопротивления опасного сечения,

$$W_X = b \cdot S^2 / 6.$$

Учитывая, то  $l = \mu \cdot m$ ,  $S = \nu \cdot m$ ,

где  $\mu$  и  $\nu$  - некоторые коэффициенты, учитывающие форму зуба.  
Получим

$$\sigma_F = \frac{6F_t \mu m}{b \nu^2 m^2 \cos\alpha} \cdot K_T = Y_F \cdot \frac{F_t}{b \cdot m},$$

где  $Y_F$  - коэффициент формы зуба;

$$Y_F \cdot \frac{6\mu}{\nu^2 \cos\alpha} \cdot K_T.$$

Неравномерность распределения нагрузки по длине зуба учитывается поправочным коэффициентом  $K_{FB}$  и дополнительные нагрузки коэффициентом  $K_{FV}$ , тогда

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{\sigma_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где  $\sigma_{Ft}$  - удельная расчётная окружная сила при изгибе

$$\sigma_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV}.$$

Напряжения изгиба в зубьях косозубой передачи равны

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{\sigma_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F],$$

где  $Y_\epsilon$  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;  
 $Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зубьев;

$$\sigma_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

здесь  $K_{F\alpha}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между отдельными зубьями.

Зубья шестерни и колеса будут иметь равную прочность на изгиб при условии

$$\frac{|\sigma_{F1}|}{Y_{F1}} \approx \frac{|\sigma_{F2}|}{Y_{F2}}.$$

Поэтому в расчетные формулы подставляют значения  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  для наиболее слабого звена, то есть такого у которого отношение  $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$  численно меньше.

### **Контрольные вопросы и задания**

1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. По каким признакам классифицируются зубчатые передачи?
3. В чем сущность основной теоремы зацепления?
4. Что называется полюсом зацепления, линией зацепления и углом зацепления?
5. Какие окружности зубчатых передач называют делительными?
6. Что называется шагом и модулем зубчатого зацепления?

7. Каково влияние числа зубьев на их форму и прочность?
8. Что понимают под корректированием?
9. В каких случаях рекомендуют применять корректирование?
10. Какие факторы влияют на выбор степени точности изготовления зубчатых колес?
11. В чем заключается особенность расчета косозубой цилиндрической передачи?
12. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?
13. По какому признаку материалы зубчатых колес делятся на две группы?
14. Перечислите виды разрушения зубьев колес.
15. Опишите меры предупреждения поломки зубьев
16. Опишите меры предупреждения усталостного выкрашивания поверхности зубьев.
17. Назовите критерии работоспособности зубчатых передач.
18. При каких условиях работоспособность цилиндрической передачи обеспечена?
19. Какие силы возникают в зацеплении прямозубых цилиндрических колес?
20. Как направлены силы в зацеплении прямозубых цилиндрических колес?
21. Какие силы возникают в зацеплении косозубых цилиндрических колес?
22. Как направлены силы в зацеплении косозубых цилиндрических колес?
23. Какие параметры влияют на величину допускаемых контактных напряжений?

# КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

## ЛЕКЦИЯ 8.

План:

- 8.1. Основные геометрические соотношения.
- 8.2. Силы в зацеплении конических зубчатых передач.
- 8.3. Расчет прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба.
- 8.4. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям.
- 8.5. Конические передачи с непрямыми зубьями

### 8.1. Основные геометрические соотношения

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом, чаще всего равным 90°. Эти передачи сложнее цилиндрических передач в изготовлении и монтаже. Кроме допусков на размеры зубчатых колес здесь необходимо выдерживать допуски на углы делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$  и при монтаже обеспечить совпадение вершин конусов.

Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, шестерню, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. На основе опытных данных установлено, что нагрузочная способность конической передачи составляет лишь около 85% по сравнению с цилиндрической передачей.

Но, несмотря на все эти недостатки, конические передачи получили довольно широкое распространение.

Передаточное отношение конической передачи:

$$i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1,$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  - углы делительных конусов.

Обычно для конических колес  $i \leq 4$ , может быть до 6,3.

КПД передачи равен 0,95- 0,97.

Так как зубья на боковых поверхностях конусов (рис. 8.1) по мере приближения к вершине конуса уменьшаются, то, соответственно, изменяются шаг и модуль зацепления.

Измерение геометрических параметров конической передачи выполняют либо по среднему сечению зуба, и тогда всем параметрам присваивают индекс «*m*», либо по внешнему торцевому - индекс «*e*».

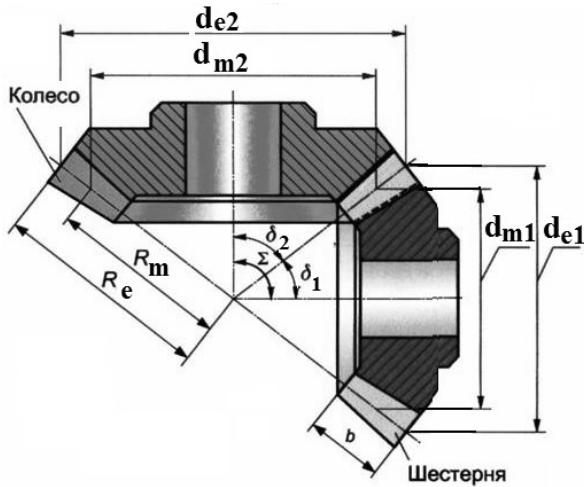


Рис. 8.1. Геометрические параметры конической передачи

Основные параметры зацепления конической прямозубой передачи выражают через модуль:

$$d_m = m_{tm} \cdot z ; \quad d_e = m_{te} \cdot z ,$$

где  $d_m$  - средний делительный диаметр, соответственно шестерни  $d_{m1}$ , колеса  $d_{m2}$ ;

$d_e$  - внешний делительный (начальный) диаметр;

$Z$  - число зубьев;

$m_{tm}$  - средний окружной модуль;

$m_{te}$  - внешний окружной модуль.

Между модулями  $m_{tm}$  и  $m_{te}$  существует зависимость:

$$m_{tm} = m_{te} - b \cdot \sin \delta_1 / z_1 ,$$

где  $b$  - ширина зубчатого венца (длина зуба).

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_1 \cdot \sqrt{u^2 + 1} ,$$

где  $u$  - передаточное число конической передачи,  $u = z_2 / z_1$ .

Высоту головки  $h_{ae}$  и ножки  $h_{fe}$  зуба принимают:

$$h_{ae} = m_{te} ; \quad h_{fe} = 1,2 \cdot m_{te} .$$

## 8.2. Силы в зацеплении конических зубчатых передач

Силы в конической передаче определяют по размерам средних сечений зубьев, в которых лежит точка приложения силы  $F_n$ , действующей перпендикулярно поверхности зуба (рис. 8.2). Силу  $F_n$  раскладывают на составляющие: окружную силу  $F_t$ ; радиальную  $F_r$  и осевую  $F_a$ .

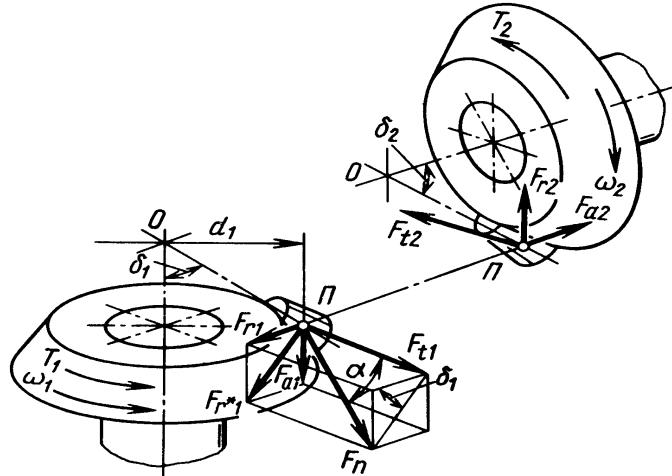


Рис. 8.2. Силы в зацеплении конической передачи

Определим величины сил на примере прямозубой передачи:

- окружные силы

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} \approx \frac{2 \cdot T_2}{d_{m2}};$$

- радиальная сила на шестерне:

$$F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha_0 \cdot \cos\delta_1;$$

- осевая сила на шестерне:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha_0 \cdot \sin\delta_1$$

Силы на колесе соответственно равны:

$$F_{r1} = F_{a2}; F_{a2} = F_{r1}$$

Отличительной особенностью конических зубчатых передач является то, что осевые силы по величине сопоставимы с радиальными, чем объясняется необходимость установки более сложной конструкции подшипниковых узлов.

### 8.3. Расчет прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба.

Для вывода расчётной формулы прямозубое коническое колесо приводят к эквивалентному прямозубому цилиндрическому. Диаметры эквивалентных колес:

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}.$$

Тогда эквивалентные числа зубьев:

$$z_{ve1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{ve2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}.$$

Размеры поперечных сечений зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса. Все поперечные сечения зуба геометрически подобны. При этом удельная нагрузка  $\sigma_{Ft}$  распределена неравномерно по длине зуба. Она изменяется в зависимости от величины деформации и жесткости зуба в различных сечениях и распределена по закону треугольника с максимумом на больших диаметрах. Это позволяет вести расчет по любому из сечений. По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{\sigma_{Ft}}{0,85 \cdot m_{tm}} \leq [\sigma_F].$$

#### **8.4. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям.**

Расчет по контактным напряжениям для конического зацепления ведется аналогично цилиндрическому. При этом приведенный радиус кривизны определяют по диаметрам эквивалентных колес и изменяется в различных сечениях зуба конического колеса пропорционально диаметрам этих сечений, также изменяется и удельная нагрузка  $\sigma_{Ht}$ . При этом постоянными будут оставаться контактные напряжения по длине зуба, что позволяет производить расчет по любому сечению. Тогда

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_t \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma_H].$$

Отклонение напряжений рекомендуют в пределах

$$\frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \begin{cases} + 5\% \\ - 20\% \end{cases}$$

#### **8.5. Конические передачи с непрямыми зубьями**

Прямозубые конические колеса рекомендуют применять при скорости не выше 3...4 м/сек. При большей скорости применяют колеса с тангенциальными или круговыми зубьями (рис. 8.3).

Колеса с круговыми зубьями обладают большей плавностью зацепления. Они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще. Назначение такого зуба у конических колес то же, что и косого зуба у цилиндрических колес.

Круговой зуб располагают по дуге окружности. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный принимают угол на окружности среднего диаметра колеса. Величины углов  $\beta$  могут быть до  $35^\circ$ .

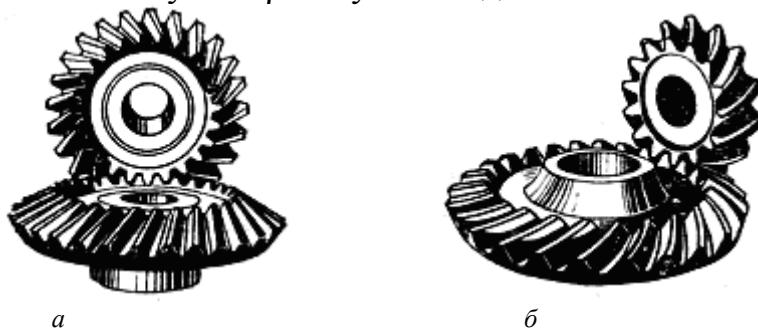


Рис. 8.3. Конические колёса с непрямыми зубьями:  
а - с тангенциальными; б - с круговыми

Расчет прочности конических колес с непрямыми зубьями выполняют по параметрам биэквивалентных цилиндрических прямозубых колес.

### Контрольные вопросы и задания

1. Какими достоинствами обладают конические передачи?
2. Перечислите основные недостатки конической передачи.
3. В каких случаях необходимо применение конических передач?
4. Какие силы возникают в зацеплении конических колес?
5. Как направлены осевые силы, возникающие в зацеплении конических передач?
6. Что является критерием работоспособности конической передачи?
7. Сравните нагрузочную способность конической и цилиндрической передачи
8. Какое максимальное передаточное число рекомендуется для конической передачи?
9. Какие формы непрямых зубьев применяют в конических передачах?
10. В каких случаях рекомендуют применять конические передачи с непрямыми зубьями?
11. При каких условиях работоспособность конической передачи обеспечена?

# ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## ЛЕКЦИЯ 9.

План:

- 9.1. Планетарные передачи.
- 9.2. Волновые передачи.

### 9.1. Планетарные передачи

**Планетарными** называют передачи, которые имеют хотя бы одну подвижную геометрическую ось зубчатого колеса. В планетарных передачах применяются цилиндрические или конические колеса. Зубья могут быть прямые или косые.

Существует множество различных схем планетарных механизмов.

На рис. 9.1. показана схема четырехзвенной простейшей планетарной зубчатой передачи, состоящей из **центрального** вращающегося колеса 1 с неподвижной осью; **сателлитов** 2, оси которых перемещаются; **неподвижного колеса** 3 с внутренними зубьями; **вращающегося водила** *h*, на котором закреплены оси сателлитов. При работе планетарной передачи сателлиты 2 совершают движение подобное движению планет (плоскопараллельное движение).

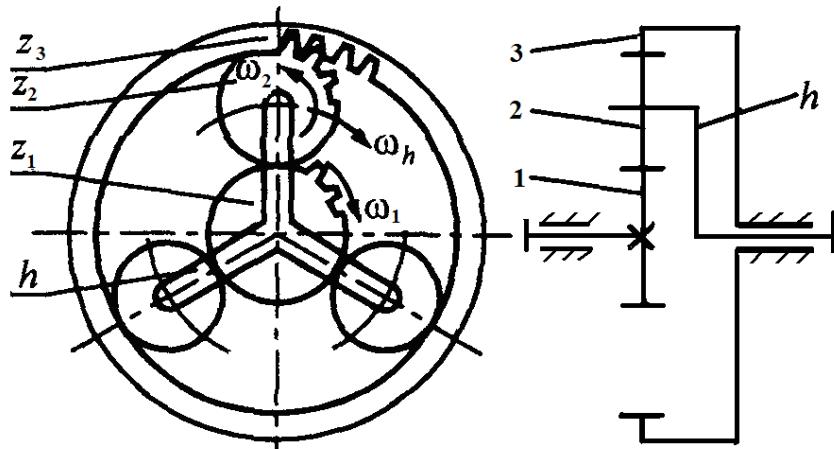


Рис. 9.1. Планетарная зубчатая передача

Ведущим в планетарной передаче может быть либо центральное колесо, либо водило.

Если в планетарной передаче (рис. 9.1) освободить неподвижное колесо 3 и сообщить ему дополнительное вращение, то рассматриваемый механизм превратится в **дифференциал**. С помощью дифференциала одно движение можно разложить на два или два сложить в одно. Например - от колес 1 и 3 передать движение водилу или от колеса 3 - колесу 1 и водилу.

Планетарные передачи могут быть одно - и многоступенчатыми (обра-

зуются при последовательном соединении простых механизмов).

**Достоинства** планетарных передач:

- малая масса и габариты конструкций;
- удобны при компоновке машин благодаря соосности ведущих и ведомых валов;
- работают с меньшим шумом, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме – при симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются;
- малые нагрузки на валы и опоры;
- возможность получения больших передаточных чисел (до 1000 и более).

**Недостатки** планетарных передач:

- повышенные требования к точности изготовления и сборки конструкции,
- снижение КПД передачи с ростом передаточного числа. (Для одной ступени рациональные значения КПД=0,96-0,98 при  $u<16$ , для двух последовательно соединенных передач КПД=0,92-0,97 при  $u<125$ ).

Планетарную передачу **применяют** как

- редуктор в силовых передачах и приборах;
- коробку перемены передач, передаточное число в которой изменяется путем торможения различных звеньев (водила или одного из колес);
- дифференциал в автомобилях, станках и приборах.

Для кинематического анализа планетарных передач используют обычно **метод Виллиса** (метод остановки водила). При этом всей планетарной передаче сообщается (мысленно) вращение с угловой скоростью водила  $\omega_h$ , т.е. водило мысленно останавливается, а другие звенья освобождаются. Полученный механизм называется **обращенным**. Сателлиты при этом становятся **промежуточными (паразитными)**, которые не влияют на передаточное число) колесами.

Мысленная остановка водила равносильна вычитанию его угловой скорости из угловых скоростей подвижных колес. Тогда передаточное отношение

$$u_{13}^h = \frac{\omega_1 - \omega_h}{\omega_3 - \omega_h} = - \frac{z_3}{z_1},$$

где  $\omega_1$ ,  $\omega_3$ ,  $\omega_h$  – угловые скорости колес и водила;  $z$  – числа зубьев колес; нижние индексы показывают ведущее и ведомое звено, верхний – мысленно остановленное звено. **Знак передаточного отношения**: положительный знак, если в обращенном механизме ведущее и ведомое звенья врашаются в одну сторону и отрицательный – при вращении в разные стороны.

При  $\omega_3=0$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_h} = 1 + \frac{z_3}{z_1}.$$

**Подбор чисел зубьев.** Числом зубьев центрального колеса 1 задаются из условия неподрезания ножки зуба, принимая  $z_1 \geq 17$ .

Число неподвижного колеса 3 определяют по формуле

$$z_3 = z_1(u - 1).$$

Число зубьев сателлитов вычисляют из условия **соосности, по которому межосевые расстояния зубчатых пар с внешним и внутренним зацеплением должны быть равны.**

$$a_{\vartheta} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(d_3 - d_2).$$

Так как модули зацепления планетарной передачи одинаковые, то

$$z_2 = 0,5(z_3 - z_1).$$

Полученные числа зубьев проверяют по условию **сборки и соседства**.

**Условие сборки** требует, чтобы во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами имело место совпадения зубьев со впадинами, иначе передачу собрать невозможно. Установлено, что при симметричном расположении сателлитов, условие сборки выполняется, когда сумма зубьев ( $z_1 + z_3$ ) кратна числу сателлитов  $c = 2 \dots 6$  (обычно  $c = 3$ ), т.е.

$$\frac{z_1 + z_3}{c} = \text{целому числу.}$$

**Условие соседства** требует, *чтобы сателлиты при вращении не заевали зубьями друг друга*. Для этого необходимо, чтобы сумма радиусов вершин соседних сателлитов была меньше расстояния между их осями. Тогда условие соседства выполняется когда

$$z_2 + 2 < (z_1 + z_3) \sin \pi / c.$$

**Критерием работоспособности планетарной** передачи является прочность зубьев. Расчет ведут по формулам обычных зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления.

## 9.2. Волновые передачи

Волновые зубчатые передачи кинематически представляют собой планетарные передачи с одним гибким зубчатым колесом.

Наиболее распространенная волновая передача (рис. 9.2) состоит из во-

дила Н, вращающегося гибкого колеса 1 с наружными зубьями и неподвижного жесткого колеса 2 с внутренними зубьями.

Водило состоит из овального кулачка и специального шарикоподшипника. Гибкое зубчатое колесо изготавливают в виде стакана с легко деформирующейся стенкой и соединяют с валом. Длина стакана колеса близка к его диаметру. Жесткое зубчатое колесо соединено с корпусом. Зубья колес чаще всего эвольвентные.

Сборку зацепления осуществляют после деформирования гибкого колеса водилом. Гибкое колесо деформируется так, что на концах большой оси овала зубья зацепляются на полную рабочую высоту. На малой оси зубья не зацепляются. Между этими участками зацепление частичное. Таким образом, волновая передача может обеспечить одновременное зацепление большого числа зубьев.

В волновой передаче преобразование движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса. При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца; при этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу, вращая стакан и вал. Поэтому передача называется **волной**, а водило – **волновым генератором**.

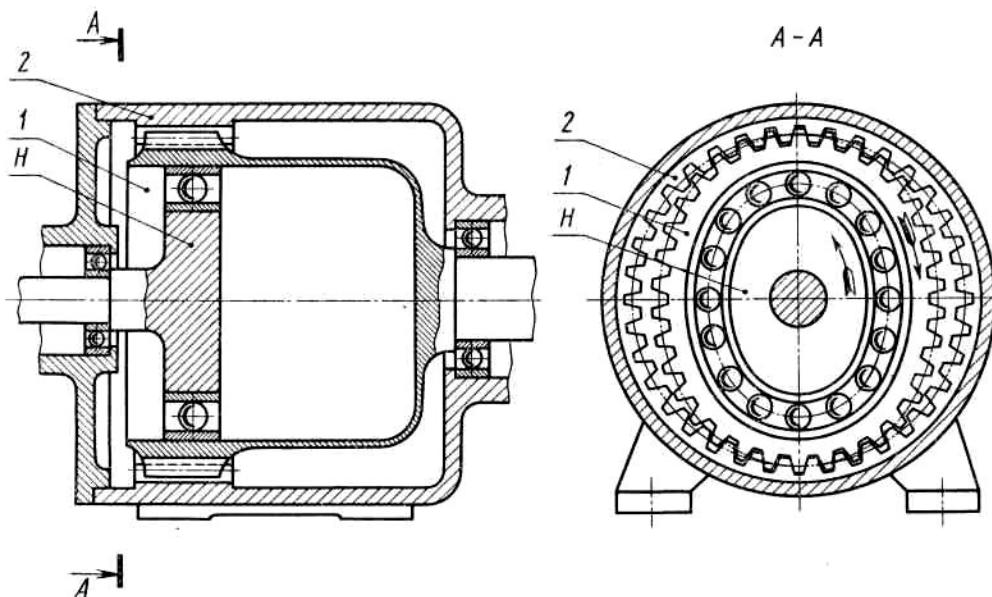


Рис. 9.2. Схема волновой передачи

Существует много разновидностей волновых передач. Например, для передачи движения через герметическую стенку в химической, авиационной, космической, атомной и др. отраслях техники применяют герметическую волновую передачу (рис. 9.3). Гибкий зубчатый венец расположен в середине глухого стакана 1, герметично соединенного с корпусом. Движение передается от генератора волн Н к жесткому колесу 2, соединенному с валом.

#### **Достоинства** волновой передачи:

- способность передавать большие нагрузки при малых габаритах, т.к. в

зацеплении может находиться до 1/3 всех зубьев;

- высокая кинематическая точность, как результат многопарного зацепления;

- большое передаточное число при малых габаритах и сравнительно высоком КПД (для одной ступени  $u < 315$  при КПД=0,8 -0,9);

- высокая долговечность;

- работа с меньшим шумом и высокой демпфирующей способностью.

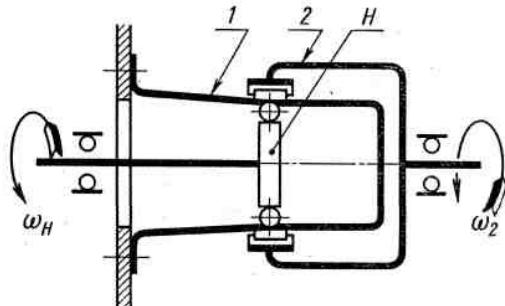


Рис. 9.3. Схема волновой передачи движения в герметизированное пространство

### **Недостатки:**

- сложность изготовления гибкого колеса и генератора;
- ограничение угловой скорости вала генератора при больших диаметрах колес.

**Применение:** Волновые передачи применяют в подъемно-транспортных машинах, станкостроении, промышленных роботах и манипуляторах, химической промышленности, авиационной и ракетной технике и др.

В волновой передаче при вращении генератора происходит относительный поворот колес, при этом зубья колеса 1 должны переходить из одной впадины в другую. Для этого необходимо расцепление зубьев. При неподвижном колесе 2 за половину оборота генератора зубья колеса 1 смешаются на один шаг, за полный оборот – на 2 шага. Это возможно при условии, если разность чисел зубьев колес  $z_2 - z_1 = 2$ . Передаточное число волновых передач определяется так же, как и для планетарных, методом остановки водила.

### **При неподвижном жестком колесе**

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_1} = - \frac{z_1}{z_2 - z_1} = - \frac{z_1}{2}.$$

(-), потому что направление вращения генератора и гибкого колеса не совпадают.

### **При неподвижном гибком колесе**

$$u = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{2}$$

Направление вращения генератора и жесткого колеса совпадают.

**Критерием работоспособности волновой** передачи является прочность гибкого колеса, которая оценивается сопротивлением усталости зубчатого венца.

### **Контрольные вопросы и задания**

1. Какая зубчатая передача называется планетарной?
2. В каком случае планетарная передача называется дифференциалом?
3. Перечислите основные достоинства и недостатки планетарной передачи.
4. Какой принцип применяют при определении передаточного отношения планетарной передачи?
5. Назовите области применения планетарной передачи.
6. В чем заключается условие соосности, сборки и соседства планетарных передач?
7. Назовите основные элементы волновой передачи.
8. Как устроена и работает волновая передача?
9. Перечислите основные достоинства и недостатки волновой передачи.
10. Какой применяют профиль зубьев волновой передачи?
11. Как происходит передача движения в волновой передаче от ведущего звена к ведомому?
12. Назовите области применения волновой передачи.
13. Что является критерием работоспособности волновой передачи?

# **ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

## **ЛЕКЦИЯ 10**

План:

- 10.1. Классификация, достоинства, недостатки, области применения червячных передач
- 10.2. Геометрические параметры червячной передачи.
- 10.3. Силы в зацеплении червячной передачи.

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, оси которых скрещиваются обычно под углом  $90^\circ$ .

Параметрам червяка приписывают индекс - 1, а колеса - 2.

### **10.1. Классификация, достоинства, недостатки, области применения червячных передач**

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 50 кВт. Применение этих передач для больших мощностей ограничено из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи.

Червячные передачи широко применяют в станках, подъемно-транспортных машинах, приборах и т.д.

При проектировании передач сочетающих в себе зубчатые и червячные пары, червячную пару рекомендуют применять в качестве быстроходной ступени, т.к. при более высоких скоростях создаются лучшие условия для смазки.

Передаточное отношение (число) червячной передачи находят:

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

где  $z_2$  - число зубьев колеса;

$z_1$  - число заходов червяка.

Обычно  $z_1 = 1 \dots 4$ , следовательно, червячные передачи имеют большие передаточные числа. В силовых червячных передачах передаточное число рекомендуют до  $10 \dots 60$ ; в приборах и делительных механизмах и до 300 и более.

КПД червячной передачи зависит от числа заходов червяка (табл.10.1).

**Достоинства передачи:**

- плавность и бесшумность работы;
- компактность и сравнительно небольшая масса конструкции;

- возможность большого редуцирования;
- возможность осуществления самотормозящей передачи;
- большая кинематическая точность.

Таблица 10.1.

Зависимость КПД  $\eta$  от числа заходов червяка  $z_1$

$z_1 = 1$	$z_1 = 2$	$z_1 = 3$	$z_1 = 4$
$\eta = 0,7-0,75$	$\eta = 0,75-0,8$	$\eta = 0,8-0,85$	$\eta = 0,85-0,9$

### Недостатки:

- сравнительно низкий КПД;
- повышенный износ и склонность к заеданию;
- применение для колес дорогих антифрикционных материалов;
- повышенные требования к точности сборки.

### Классификация червячной передачи:

1. В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи различают:

- с цилиндрическим червяком (рис.10.1);
- с глоноидным червяком (рис. 10.1).

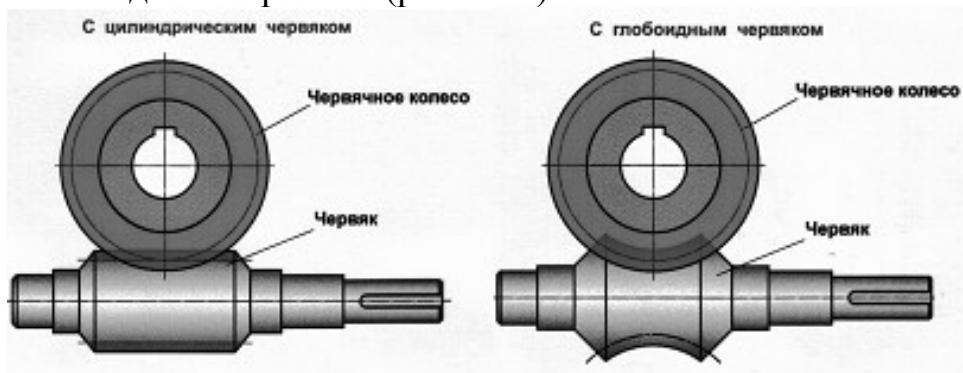


Рис. 10.1. Червячная пара с различным червяком

2. В зависимости от формы профиля резьбы цилиндрического червяка различают червяки:

- архимедов (в осевом сечении имеет трапециoidalный профиль резьбы, в торцевом сечении очерчен архимедовой спиралью);
- конволютный (в торцевом сечении имеет трапециoidalный профиль резьбы);
- эвольвентный.

Наибольшее применение получили архимедовы червяки.

3. В зависимости от направления линии витка червяка различают червячные передачи:

- с правым направлением нарезки;
- с левым.

4. В зависимости от числа витков различают:

- многовитковые (многозаходные);
- однозаходные червяки.

5. В зависимости от расположения червяка относительно колеса различают передачи:

- с нижним;
- боковым;
- верхним расположением червяка.

Нижнее расположение обычно применяют при скорости скольжения до 4 м /с.

## 10.2. Геометрические параметры червячной передачи

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам аналогичным формулам для зубчатых колес, но в червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка  $m$ , равный торцевому модулю червячного колеса.

Геометрические параметры червячной передачи представлены на рис.10.2. и в табл.10.2.

Таблица 10.2

Геометрические параметры червячных передач

Наименование	Червяк	Колесо
Делительный диаметр, мм	$d_1 = m \cdot q$	$d_2 = m \cdot z_2$
Диаметр вершин витков, мм	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$
Диаметр впадин червяка, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$	$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$
Наибольший диаметр червячного колеса, мм		$d_{am2\leq} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Межосевое расстояние передачи, мм		$a_0 = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2}$
Длина нарезанной части, мм	при $z_1 = 1 \dots 2$ $b_1 = m(11 + 0,06z_2)$ $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 4$ $b_1 = m(12,5 + 0,09z_2)$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$	
Условный угол обхвата червяка колесом		$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$
Делительный угол подъема линии витка		$\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1}{q}$
Угол зацепления, град		$\alpha = 20^\circ$

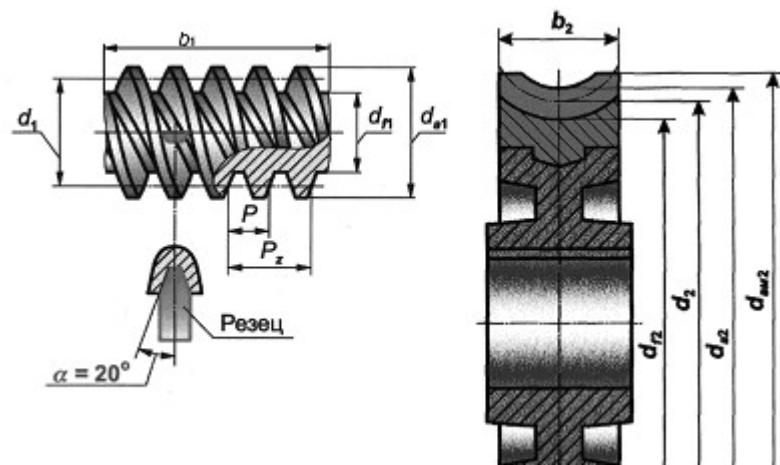


Рис. 10.2. Геометрические параметры червячной передачи

### 10.3. Силы в зацеплении червячной передачи.

Рассмотрим направление сил в зацеплении червячной передачи (рис. 10.3) и формулы для их вычислений:

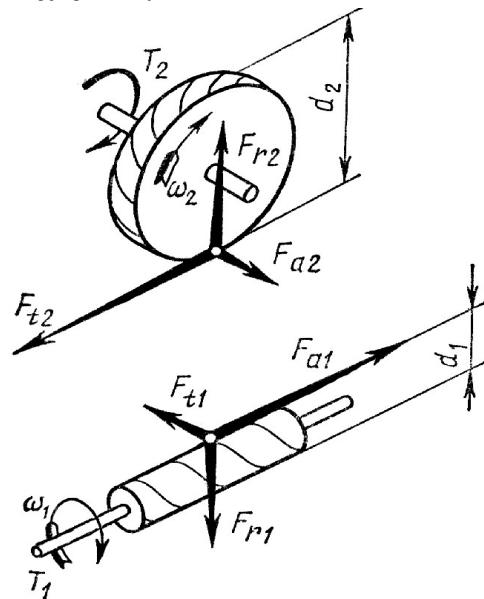


Рис. 10.3. Силы в зацеплении червячной передачи

- окружная сила  $F_{t1}$  на червяке равна осевой силе  $F_{a2}$  на колесе, но противоположно направлена

$$F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1};$$

- осевая сила  $F_{a1}$  равна окружной силе  $F_{t2}$  на колесе, но противоположно направлена

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

- радиальные силы червяка  $F_{r1}$  и колеса  $F_{r2}$  равны и направлены к центру вращения

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

Особенностью червячной передачи являются большие осевые силы.

## **ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ**

### **ЛЕКЦИЯ 11.**

План:

11.1. Виды разрушения и критерии работоспособности червячных передач.

11.2. Материалы червячной пары и допускаемые напряжения.

11.3 Расчет червячных передач на прочность по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба.

11.4. Тепловой расчет червячных передач.

11.5. Расчет вала червяка на жесткость.

### **11.1. Виды разрушения и критерии работоспособности червячных передач.**

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах.

Но чаще в червячных передачах наблюдают не выкрашивание зубьев, а заедание и износ. При мягком материале червячного колеса (оловянные бронзы) заедание проявляется в постепенном намазывании материала червячного колеса на червяк. При этом передача еще может работать длительное время. При твердых материалах колеса (безоловянные бронзы, чугун), заедание переходит в задир поверхности с последующим быстрым разрушением колес.

Теория смазки говорит о том, что наиболее благоприятным условием смазки (жидкостного трения) является перпендикулярное направление скорости скольжения к линии контакта. В этом случае смазка затягивается в зазор. При направлении скорости скольжения вдоль контактных линий происходит сухое трение, масляный слой образоваться не может.

В червячных передачах в средней поверхности колеса направление скорости  $v_s$  практически совпадает с направлением контактных линий, т.е. смазка затруднена. В этой зоне начинается заедание, которое распространяется на всю рабочую поверхность зуба.

Для предупреждения заедания ограничивают величину контактных напряжений и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк изготавливают из стали с высокой твердостью, венцы колес из бронзы или чугуна. Устранение заедания не предотвращает абразивный износ зубьев. Интенсивность этого износа также как и заедание зависит от величины контактных напряжений.

Поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным, по напряжениям изгиба - проверочным.

## **11.2. Материалы червячной пары и допускаемые напряжения**

Ввиду того, что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Для этого в червячной паре сочетают разнородные материалы при малой шероховатости соприкасающихся поверхностей.

Различают **три группы** материалов для изготовления венцов червячных колес.

Оловянные бронзы отличаются хорошими противозадирными свойствами и считаются лучшим материалом для червячных колес, но вследствие дефицитности и высокой стоимости олова их применение ограничивают наиболее ответственными передачами с большими скоростями скольжения 5...25 м/сек (**I группа**). При скоростях скольжения 2...5 м/сек (**II группа**) рекомендуют применять более доступные безоловянные бронзы (например, Бр.АЖ 9-4), которые обладают повышенными механическими характеристиками, но имеют пониженные противозадирные свойства. Применение червячных колес из серого чугуна также лимитируется заеданием и допускается только для тихоходных малонагруженных передач при скорости скольжения не более 2 м/с (**III группа**).

Наилучшее качество работы червячной передачи обеспечивают червяки, изготовленные как из цементируемых сталей (20Х, 18ХГТ) с твердостью после термообработки HRC 58...62, так и из среднеуглеродистых сталей (45, 40Х, 40ХН) с поверхностной закалкой до твердости HRC 45...55. С повышением твердости рабочих поверхностей витков сопротивление заеданию увеличивается. Кроме того, требуемая шероховатость поверхности витков червяка равна  $R_a = 0,2$  мкм, что достигается шлифованием и полированием.

Допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз определяют из условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев, а для твердых бронз (безоловянных) и чугунов принимают из условия сопротивления заеданию либо по эмпириическим формулам, либо численно в зависимости от скорости скольжения.

Допускаемые напряжения изгиба находят по эмпириическим формулам в зависимости от материала венца червячного колеса и характера нагрузки.

## **11.3 Расчет червячных передач на прочность по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба.**

В основу вывода расчетной формулы для червячной передачи положены те же исходные зависимости и предположения, что и в зубчатых передачах. Подставляя геометрические параметры червячной передачи и механиче-

ские характеристики материалов червяка и колеса, после преобразования, имеем:

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_2/q} \sqrt{\left( \frac{z_2/q + 1}{a_0} \right)^3 \cdot T_2 \cdot K_H} \leq [\sigma_{H2}],$$

где  $z_2$  - число зубьев колеса;

$q$  – коэффициент диаметра червяка;

$T_2$  - крутящий момент на валу колеса, Нм;

$a_0$  - межосевое расстояние передачи, мм;

$[\sigma_{H2}]$  - допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, МПа;

$K_H$  - коэффициент нагрузки.

При выполнении рекомендаций по эксплуатации передачи рекомендуют принимать  $K_H = K_F \approx 1,1 \dots 1,4$ .

По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, как наиболее слабого элемента передачи. Расчет является приближенным, т.к. зуб колеса имеет переменную форму сечения по ширине колеса и основание его расположено не по прямой линии, а по дуге окружности.

Условие прочности зуба на изгиб имеет вид:

$$\sigma_{F=0,7Y_F} \cdot \frac{\omega_{Fr}}{m_n} \leq [\sigma_{F2}],$$

где  $\omega_{Fr}$  - удельная расчетная окружная сила;

$$\omega_{Fr} = \frac{F_{t2}}{b_2} \cdot K_F;$$

$[\sigma_{F2}]$  - допускаемое изгибное напряжение для материала колеса;

$m_n$  - нормальный модуль зацепления;

$b_2$  - ширина зуба колеса;

$Y_F$  - коэффициент формы зуба, его находят по эквивалентному числу зубьев

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

## 11.4. Термический расчет червячных передач.

Термический расчет червячных передач обусловлен тем, что при работе передачи значительная энергия тратится на трение, в процессе которого происходит выделение теплоты. Смазочные свойства масла при нагреве резко ухудшаются, нарушается сплошность масляной пленки на поверхности зу-

бьев колеса и витков червяка и возникает опасность заедания передачи. В целях предотвращения этого вида повреждения производят тепловой расчет, который сводится к тому, чтобы температура масла в картере редуктора не превышала допускаемого значения

$$t_M = t_B + \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A} \leq [t_M] = 70 \dots 80^\circ C,$$

где  $t_M$  - температура масла,  $^\circ C$ ;

$t_B$  - температура воздуха вне корпуса,  $^\circ C$ ;  $t_B = 20^\circ C$ ;

$P_1$  - мощность на червяке, Вт;

$\eta$  - КПД редуктора;

$K_T$  - коэффициент теплоотдачи,  $Вт/м^2 \cdot град$ ;

$A$  - поверхность охлаждения корпуса редуктора,  $m^2$ ,

$$A \approx 20 \cdot a_\varnothing^2.$$

Если условие теплового баланса не соблюдается, используют следующие способы искусственного охлаждения:

- увеличение поверхности редуктора за счет оребрения;
- обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора, установленного на валу червяка;
- установка в корпусе водяных полостей или змеевиков с проточной водой;
- применение циркуляционных систем смазок со специальными радиаторами.

На рис. 11.1 приведен пример дополнительного охлаждения редуктора за счет увеличения его поверхности из-за оребрения и за счет обдува корпуса воздухом с помощью вентилятора, установленного на валу червяка.

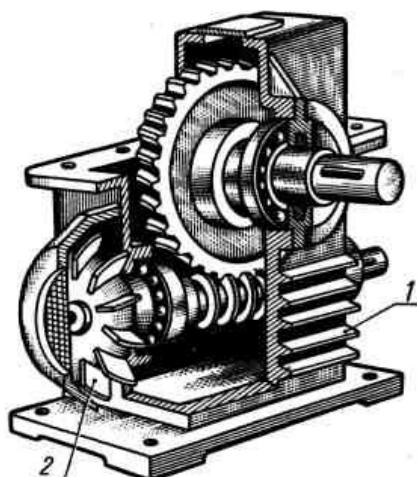


Рис. 11.1. Способы охлаждения редуктора: 1 – ребра; 2 - вентилятор

## 11.5. Расчет вала червяка на жесткость

При недостаточной жесткости червяка нарушается правильность зацепления, что приводит к значительному падению работоспособности червячной передачи. Поэтому проверяется жесткость червяка. Расчет заключается в определении величины прогиба червяка и сравнении его с допускаемым.

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48E \cdot I_{np}} \leq [f]$$

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) m.$$

При этом вал-червяк рассматривают как балку на двух опорах, которой приложены силы зацепления червячной пары, вызывающие изгиб.

### Контрольные вопросы и задания

1. Какие различают виды червяков?
2. В каких случаях и почему целесообразно применять червячную передачу?
3. Приведите классификацию червячной передачи.
4. Перечислите преимущества и недостатки червячной передачи
5. Как определяется КПД червячной передачи?
6. Почему КПД червячной передачи меньше, чем у зубчатой?
7. Назовите критерии работоспособности червячной передачи?
8. Какие материалы рекомендуют для изготовления червяков и червячных колес?
9. Какие силы действуют в зацеплении червячной пары и как их определяют?
10. Назовите особенности расчета червячной передачи по сравнению с зубчатыми передачами?
11. Как производится тепловой расчет червячных редукторов?
12. Перечислите способы искусственного охлаждения червячной передачи?
13. Перечислите виды разрушения червячных пар
14. В чем смысл расчета червяка на жесткость?
15. При каких условиях работоспособность червячной передачи обеспечена?

## **РЕДУКТОРЫ.**

### **ЛЕКЦИЯ 12**

План:

12.1. Классификация редукторов.

12.2. Особенности расчета цилиндрических редукторов; редукторов с коническими колесами; червячных редукторов

#### **12.1. Классификация редукторов**

**Редукторами** называют механизмы, состоящие из передач зацеплением с постоянным передаточным отношением, заключенные в отдельный корпус и предназначенные для понижения угловой скорости выходного вала по сравнению с входным.

Все редукторы классифицируют:

по типам;

по типоразмерам;

по исполнению.

Редуктор состоит из передач. Условились каждую передачу обозначать буквой. Например, Ц - цилиндрическая, К - коническая, Ч - червячная, П - планетарная, Г - гипоидная. Если одинаковых передач в редукторе две или больше, то после буквы ставится соответствующая цифра, например, К2, Ц3 и т.д. Широкий редуктор обозначают Ш, узкий - У, соосный - С. Если редуктор совмещен с двигателем (мотор-редуктор), то в обозначении его буква М.

Наиболее распространены редукторы с валами расположенными в горизонтальной плоскости. Они специального обозначения не имеют. Если валы редуктора расположены в вертикальной плоскости, то к обозначению его добавляется буква В. Если вертикально расположена тихоходная передача, то к обозначению редуктора добавляется буква Т, если быстроходная передача - буква Б.

Если редуктор состоит из нескольких разных передач, то в обозначении его наблюдается сочетание букв.

Таким образом, буквы, цифры, индексы определяют тип редуктора.

Типоразмер редуктора определяют типом и главными параметрами тихоходной ступени. Такими главными параметрами для цилиндрических и червячных редукторов являются межосевое расстояние  $a_{\omega}$  в мм, для конических - внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$  в мм. Эта величина ставится после обозначения типа редуктора через тире, например ЧЦВ-250.

Исполнение редуктора определяют передаточным числом, вариантом сборки и формой концевых участков валов. Вариант сборки указывает в какую сторону расположен выходной конец вала редуктора или на обе стороны и т.д. Сам выходной конец вала может иметь цилиндрическую форму, коническую или на ней может быть нарезана резьба.

В полном виде редуктор обозначают так:

$U_{ред} = 140$   
 ЧЦВ - 250 - 140  
 червячный      цилиндрический  
 $a_w = 250\text{мм}$   
 с вертикальным расположением валов

## 9.2. Особенности расчета цилиндрических редукторов; редукторов с коническими колесами; червячных редукторов

**Цилиндрические редукторы.** Они имеют наибольшее распространение благодаря их долговечности, относительной простоте, высокому КПД, большому диапазону скоростей и нагрузок. Число ступеней редуктора выбирают в зависимости от общего передаточного числа. Одноступенчатые редукторы (рис. 12.1) применяют при передаточных числах до 7 (реже до 12,5).

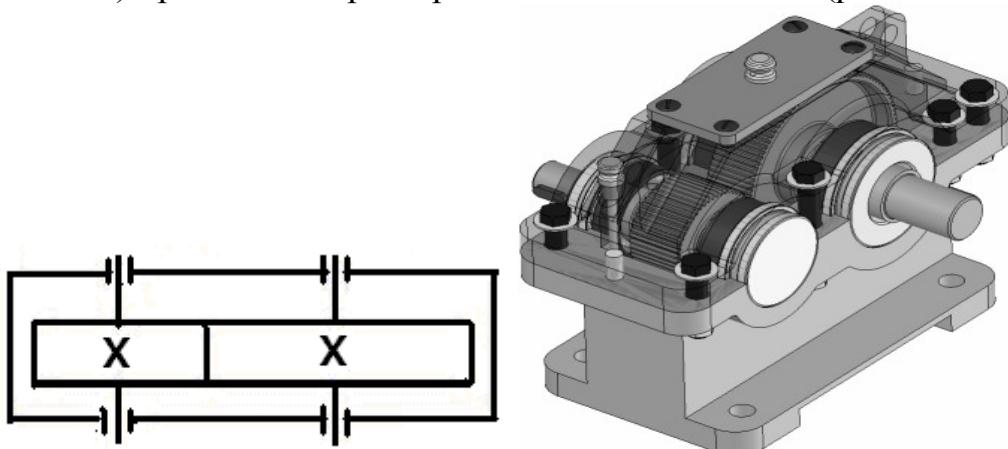


Рис. 12.1. Цилиндрический одноступенчатый редуктор

При передаточных числах от 7 до 40 выгоднее, с точки зрения габаритов и массы, применять двухступенчатые редукторы, которые могут быть выполнены по различным схемам:

- с последовательным расположением ступеней (рис. 12.2). Такой редуктор вытянут в длину, несимметричное расположение колес, следовательно, неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. При проектировании этого редуктора необходимо, чтобы передаточное отношение первой ступени было больше чем у второй, что позволяет выполнить редуктор более компактным

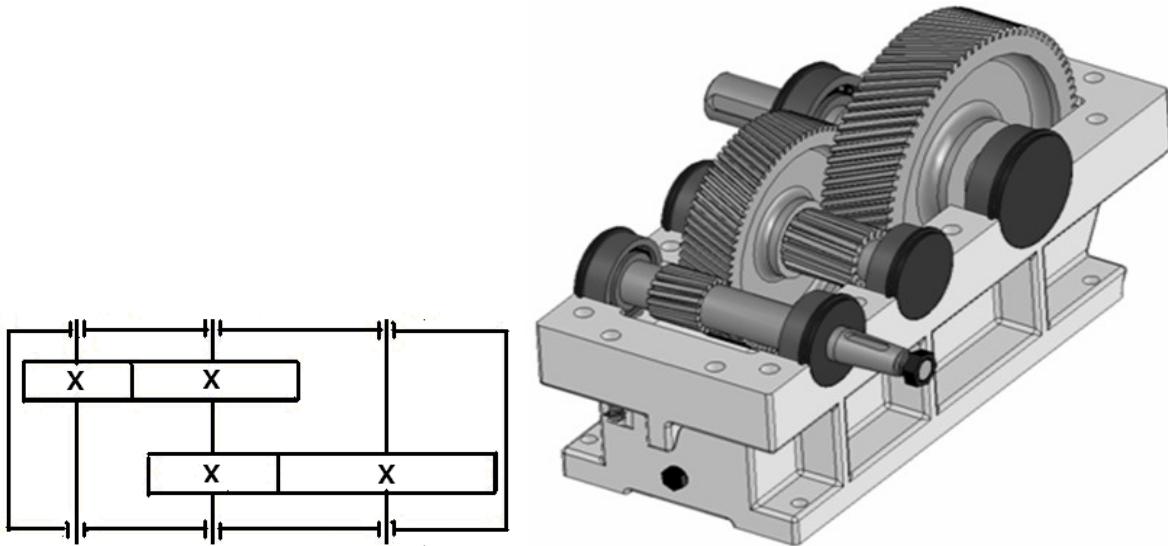


Рис. 12.2. Цилиндрический двухступенчатый редуктор с последовательным расположением ступеней

- с раздвоенной тихоходной ступенью. Раздвоение последней ступени устраняет недостаток предыдущего редуктора. Особенность его расчета в том, что момент на тихоходном валу делят пополам и расчет каждой половины тихоходной ступени ведут по половинному крутящему моменту.

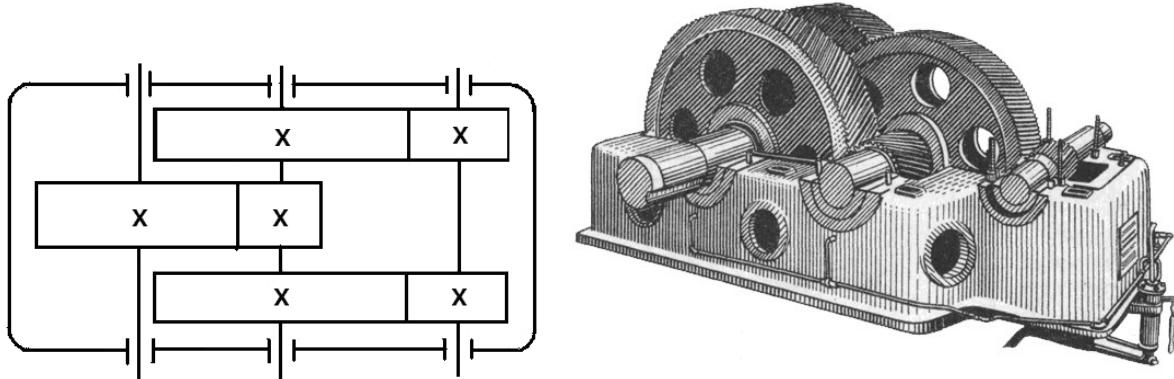


Рис. 12.3. Цилиндрический двухступенчатый редуктор: с раздвоенной тихоходной ступенью, схема и вид – с раздвоенной быстроходной ступенью

- соосный двухступенчатый цилиндрический редуктор. Особенность его конструкции в том, что оси быстроходного и тихоходного валов лежат на одной линии. Он отличается большей компактностью. Особенности расчета такого редуктора в том, что вначале следует рассчитать наиболее нагруженную тихоходную ступень, а быстроходную ступень проверяют на прочность исходя из равенства межосевых расстояний быстроходной и тихоходной ступеней. При этом недогрузка быстроходной ступени по контактным напряжениям может достигать 40%. Расположение опор соосных редукторов внутри корпуса усложняет его конструкцию, приводит к увеличению длины промежуточного вала, а, следовательно, и его прогибов.

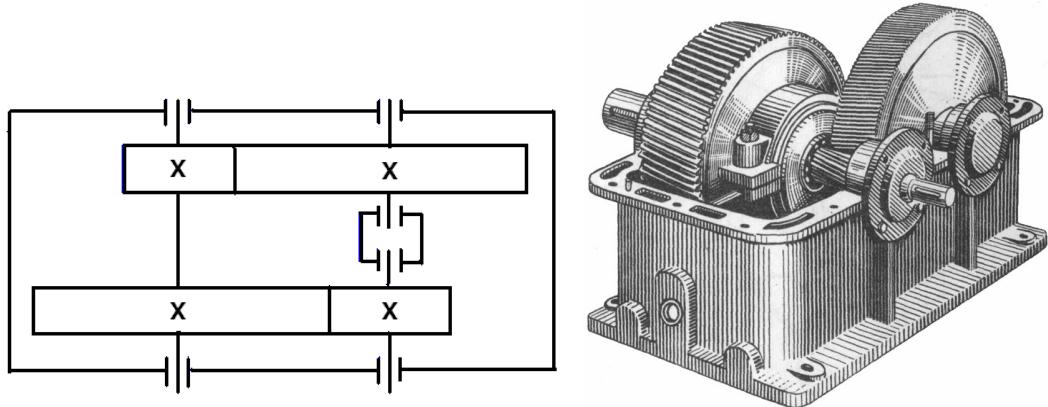


Рис. 12.4. Цилиндрический соосный двухступенчатый редуктор

**Редукторы с коническими колесами.** Когда необходимо передавать вращающий момент между пересекающимися осями валов, применяют конические редукторы (рис. 12.5). Передаточные отношения таких редукторов с прямозубыми коническими колесами не превышают 4, а при косых и круговых зубьях не более 5.

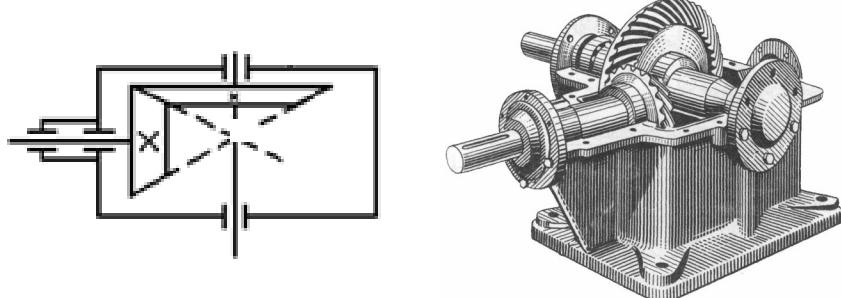


Рис. 12.5. Конический редуктор

Широкое применение находят комбинированные **коническо-цилиндрические** двухступенчатые редукторы (рис. 12.6). Диапазон передаточных чисел в таких редукторах  $i = 6,3 \dots 28$ .

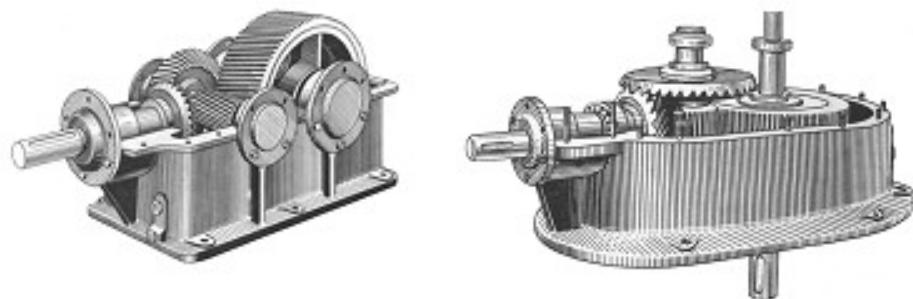


Рис. 12.6. Коническо-цилиндрические редукторы с горизонтальным и вертикальным расположением тихоходного вала

**Червячные редукторы.** Червячные редукторы применяют для передачи движения между скрещивающимися валами. Червячные одноступенчатые

редукторы применяют при передаточных числах от 6,5 до 60, максимум до 80. Схемы червячных редукторов могут быть различными (рис. 12.7):

- с нижним расположением червяка; в этом случае лучше условия смазки зацепления. При окружных скоростях до 4 м/с, следует отдавать предпочтение редукторам с нижним расположением червяка. При больших скоростях сильно возрастают потери на размешивание смазки, поэтому червяк следует располагать над колесом.

- с верхним расположением червяка; имеет меньшую вероятность попадания в зацепление металлических частиц-продуктов износа.

- с вертикальным расположением вала колеса или червяка;

- с червяком сбоку от колеса.

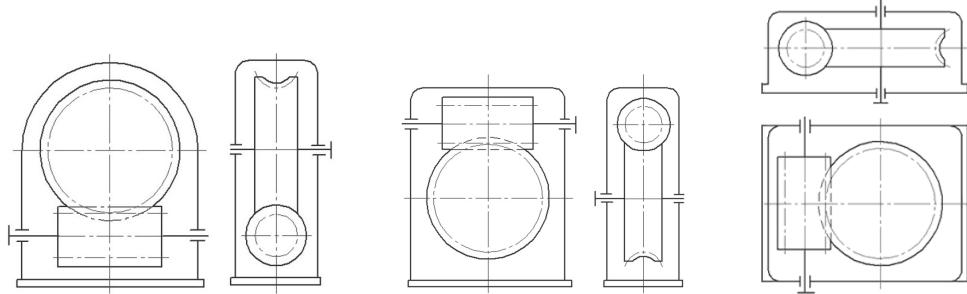


Рис. 12.7. Схемы червячного редуктора

Два последних варианта применяют в сравнительно редких случаях, когда это требуется по условиям компоновки привода.

Червячный редуктор показан на рис. 12.8.

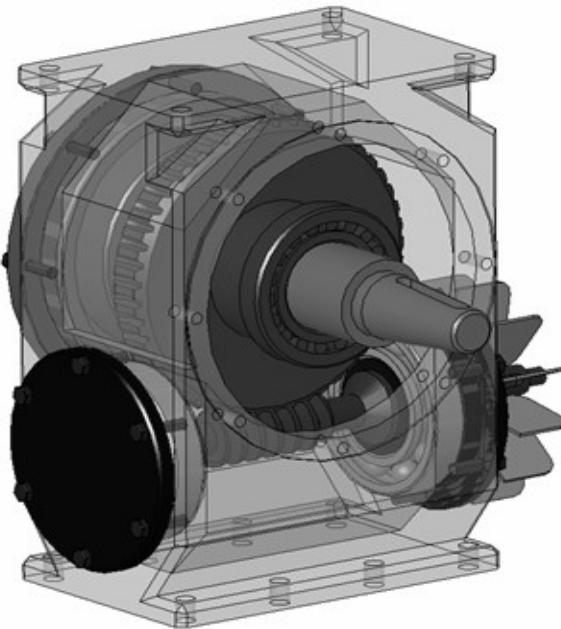


Рис. 12.8. Червячный редуктор

Присоединительные и габаритные размеры показаны на рис. 12.9 на

примере цилиндрического редуктора

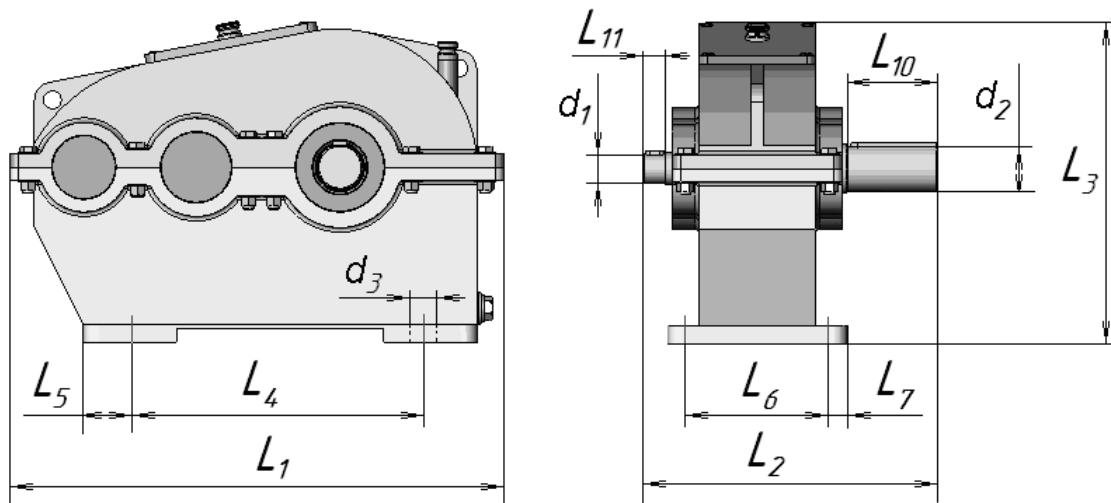


Рис. 12.9. К определению присоединительных и габаритных размеров цилиндрического редуктора

Указанные размеры определяют измерением, после выполнения сборочного чертежа редуктора.

### Контрольные вопросы и задания

1. Что называется редуктором?
2. Каково его назначение в приводе машины?
3. Почему цилиндрические зубчатые редукторы получили широкое применение в машиностроении?
4. По каким схемам выполняют цилиндрические двухступенчатые редукторы?
5. Дайте характеристику каждой схеме цилиндрического двухступенчатого редуктора.
6. Приведите классификацию редукторов.
7. Что определяет тип редуктора?
8. Как определяется типоразмер редуктора?
9. Что является основными параметрами цилиндрического редуктора?
10. Что является основными параметрами конического редуктора?
11. Что является основными параметрами червячного редуктора?
12. Поясните условное обозначение типоразмера редукторов: Ц2В-125-12,5; Ц2Ш-160-10; Ц2С-200-16; К-160-2,8; Ч-160-10.

# РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## ЛЕКЦИЯ 13

План:

13.1. Классификация, достоинства, недостатки, области применения.

13.2. Силы и напряжения в ремне.

13.3 Критерии работоспособности ременных передач.

13.4. Конструкции основных элементов ременных передач.

### 13.1. Классификация, достоинства, недостатки, области применения.

Передачу механической энергии, осуществляющую гибкой связью посредством трения между ремнем и шкивом, называют *ременной*. Она состоит из двух шкивов 1 и 2 и ремня 3 (рис.13.1).

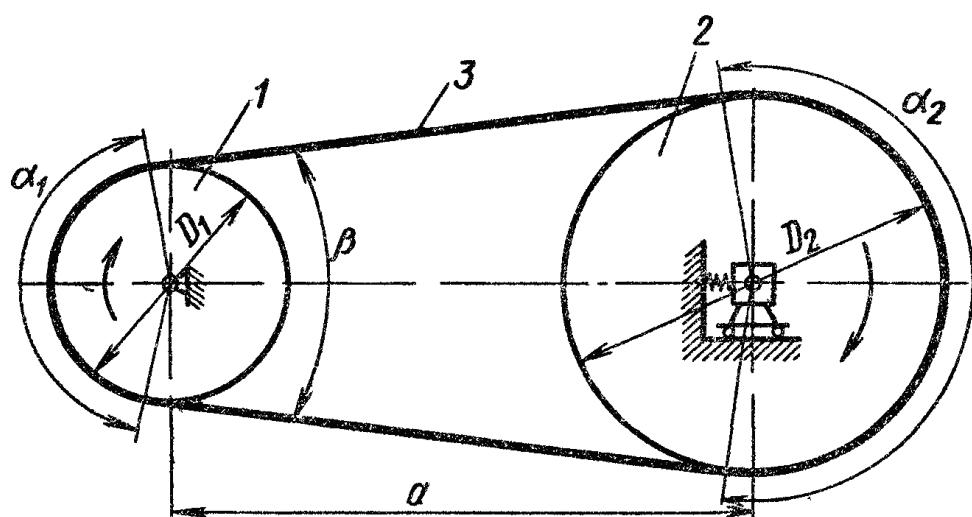


Рис. 13.1.Ременная передача

### Классификация

1. В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают следующие виды ременных передач (рис.13.2):

- плоскоременные (с прямоугольным профилем поперечного сечения ремня);

- клиноременные (с трапециевидным профилем поперечного сечения ремня);

- поликлиноременные (с бесконечными плоскими ремнями, имеющими продольные клиновые выступы-ребра на внутренней поверхности ремня, входящие в кольцевые клиновые канавки шкивов);

- круглоременные;

- зубчатые.

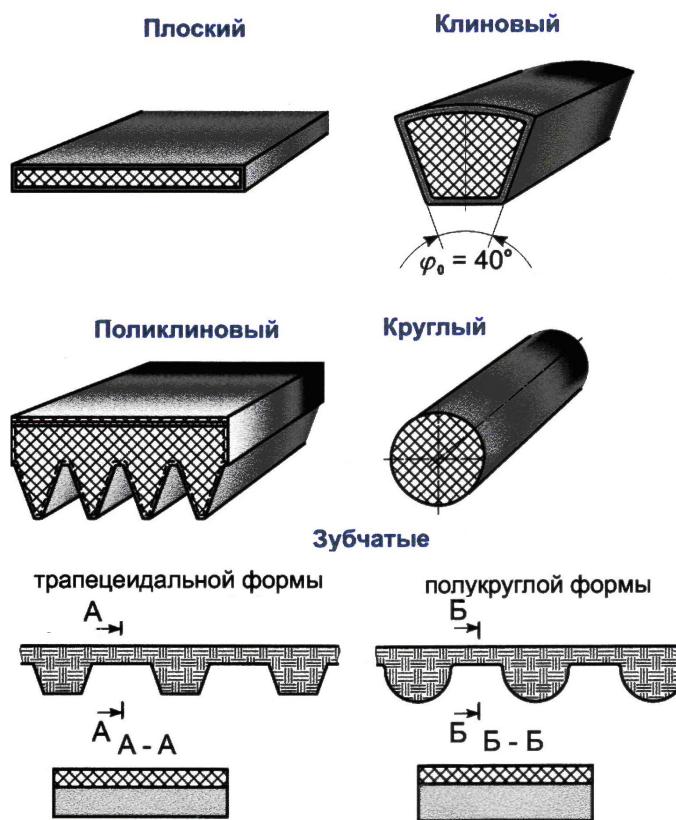


Рис. 13.2. Различные профили ремней

2. По взаимному расположению осей валов:

- с параллельными осями (рис. 13.3, а, б);
- с пересекающимися осями (рис. 13.3, г);
- со скрещивающимися осями (рис. 13.3, в).

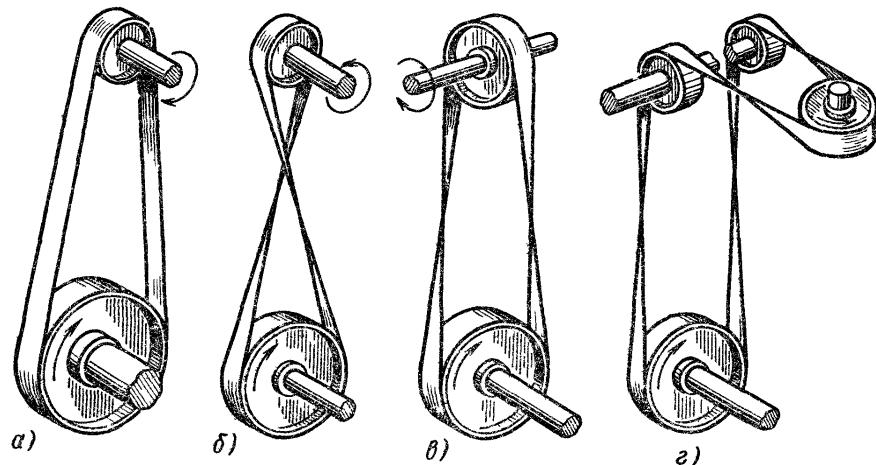


Рис. 13.3 Ременная передача с различным расположением валов

3. По направлению вращения шкивов:

- с одинаковым (рис. 13.3, а, в);
- с противоположным (рис. 13.3, б).

4. По способу создания натяжения ремня:

- простые (рис. 13.1);
- с натяжным роликом (рис. 13.4);
- с натяжным устройством.

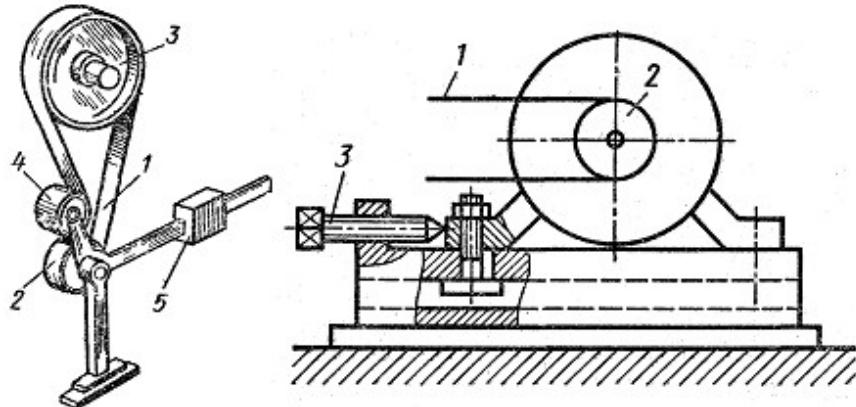


Рис. 13.4. Натяжные устройства ременной передачи

### **Достоинства ременных передач:**

- возможность передачи энергии на значительные расстояния: до 12...15 м - плоскими ремнями, до 6 м - клиновыми ремнями;
- простота и низкая стоимость конструкции;
- плавность и бесшумность хода, способность смягчать удары благодаря эластичности ремня и предохранять механизм от поломок при буксовании, вызванном перегрузкой;
- возможность передачи мощностей от долей киловатта до сотен киловатт (чаще до 50 кВт, реже до 300 кВт) при окружной скорости до 30 м/с;
- простота обслуживания и ухода;
- относительно высокий КПД:  $\eta = 0,91 \dots 0,98$ ;
- передаточное отношение  $i \leq 7$  (обычно  $i \leq 4 \dots 5$ ).

### **Недостатки:**

- непостоянство передаточного отношения вследствие упругого скольжения, меняющегося в зависимости от нагрузки;
- относительно большие габариты передачи и невысокая долговечность ремня (особенно в быстроходных передачах);
- вытягивание ремня в процессе эксплуатации передачи приводит к необходимости установки дополнительных устройств (натяжной ролик);
- большие нагрузки на валы и их опоры (подшипники).

Несмотря на перечисленные недостатки, ременные передачи по применению в промышленности и народном хозяйстве занимают второе место после зубчатых передач. В любой отрасли машиностроения и приборостроения можно встретить плоскоременную или клиноременную передачу: приводы насосов, вентиляторов, транспортеров, конвейеров, рольгангов и др.

**Плоскоременные передачи** рекомендуют применять при высоких окружных скоростях, больших межосевых расстояниях, повышенных требованиях к плавности работы передачи.

**Клиноременные и поликлиноременные передачи** применяют при сравнительно больших передаточных отношениях, вертикальном и наклонном расположении параллельных осей валов, требовании малогабаритности передачи и меньших нагрузок на опоры валов, передаче энергии нескольким валам.

**Круглоременные передачи** предназначены в основном для передачи малых мощностей и потому имеют меньшее распространение (швейные машины, приборы, настольные станки и т.д.).

**Зубчато-ременные передачи** рекомендуют при больших нагрузках.

Передаточное отношение ременных передач:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)},$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  - угловые скорости на ведущем и ведомом валах;

$n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения валов;

$D_1$  и  $D_2$  – диаметры ведущего и ведомого шкивов;

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$  - коэффициент упругого скольжения.

### 13.2. Силы и напряжения в ремне.

Достаточные силы трения между ремнем и шкивами, обеспечивающие передачу требуемого крутящего момента, достигаются путем предварительного натяжения ремня. При этом в ветвях неработающего ремня возникает сила  $F_o$  от предварительного натяжения. Сила же натяжения в ведущей ветви ремня  $F_1$  больше  $F_o$ , а ведомой  $F_2$  меньше  $F_o$  (рис.13.5).

Из условия равновесия ведущего шкива имеем:

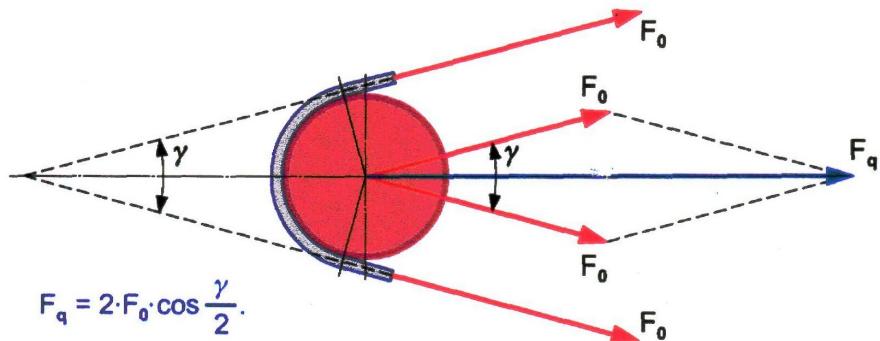
$$\sum M_0 = F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_1}{2} - T_1 = 0$$

или

$$F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = F_t.$$

Установим зависимость между силами.

### Силы в неработающей передаче



### Силы в работающей передаче

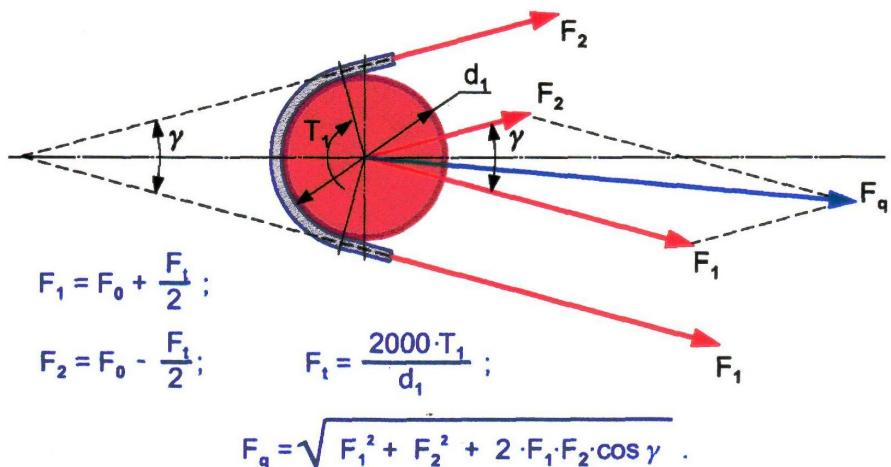


Рис.13.5. Силы, действующие в ременной передаче.

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает центробежная сила:

$$F_V = \rho \cdot A \cdot v^2,$$

где  $A$  - площадь сечения ремня;

$v$  - скорость ремня;

$\rho$  - плотность материала ремня

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно. Рассмотрим напряжения, возникающие в ремне при работе ременной передачи (табл.13.1).

Таблица 13.1

#### Виды напряжений в ремне

Напряжения	Формулы для вычисления
- напряжение от предварительного напряжения ремня:	$\sigma_0 = F_0 / A;$
- полезные напряжения в ремне:	$\sigma_F = F_t / A;$

- напряжение в ведущей ветви ремня:	$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{(2 \cdot A)} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2};$
- напряжение в ведомой ветви ремня	$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0}{A} - \frac{F_t}{(2 \cdot A)} = \sigma_0 - \frac{\sigma_F}{2};$
- напряжение от центробежных сил	$\sigma_V = \frac{F_V}{A} = \rho v^2;$
- напряжение изгиба	$\sigma_u = \frac{\delta \cdot E}{(d + \delta)}$

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив (рис.13.6) составит

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_u = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_V + \sigma_u.$$

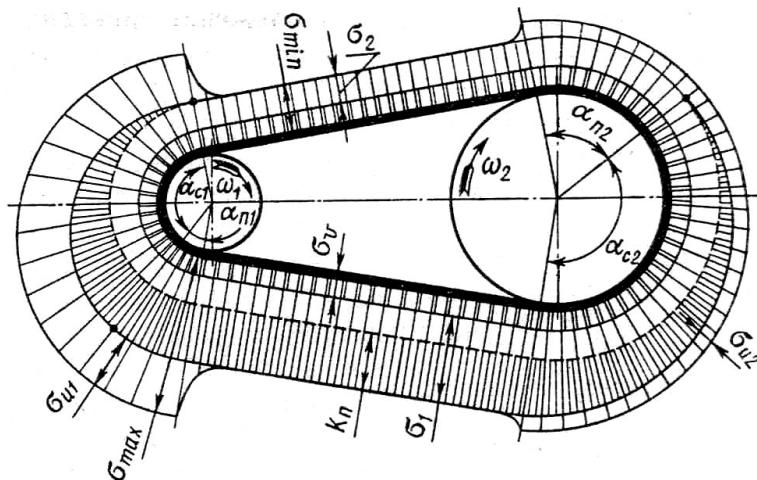


Рис.13.6. Эпюра напряжений в ремне при работе передачи

### 13.3 Критерии работоспособности ременных передач

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность ремня и его долговечность. Основным расчетом является расчет по тяговой способности, который сводится к определению площади поперечного сечения ремня, обеспечивающего передачу необходимого усилия.

Долговечность ремня, которая определяется в основном его усталостной прочностью, зависит не только от величины напряжений, но и от характера и частоты цикла изменения этих напряжений (или числа пробегов ремня)

$$v = \frac{v}{l} \leq [v],$$

где  $v$  - окружная скорость, м/с;

$l$  - длина ремня, м;

$[v]$  - допускаемое число пробегов ремня:

- для плоских ремней  $[v] \leq 5$ ; - для клиновых  $[v] < 10$ .

Практика показывает, что при соблюдении необходимых рекомендаций долговечность ремней составляет 2000...3000 часов.

### 13.4. Конструкции основных элементов ременных передач.

**Ремень** является тяговым органом, от качества которого зависят долговечность и нормальная работа передачи. К нему предъявляют следующие требования: достаточная прочность, надежность и долговечность, невысокая стоимость и не дефицитность материала ремня; высокая тяговая способность и эластичность; достаточно высокий коэффициент трения между ремнем и шкивом.

**Плоские приводные ремни** представляют собой гибкую конечную или реже бесконечную ленту из прорезиненной хлопчатобумажной ткани или кожи.

**Кожаные ремни** обладают высокой тяговой способностью упругостью и эластичностью. Из-за дефицитности и высокой стоимости их рекомендуют к применению только в ответственных передачах с часто изменяющимися нагрузками и высокими скоростями до 40 м/с.

**Резинотканевые ремни** при спокойных нагрузках обладают хорошей тяговой способностью и упругостью, малодефицитны, а потому широко распространены. Они работают в широком диапазоне мощностей (до 50 кВт) со значительными скоростями (до 30 м/с).

**Клиновые ремни** изготавливают бесконечными (бесшовными) в специальных пресс-формах. Они состоят из кручёного прорезиненного хлопчатобумажного или синтетического шнуря (корда), расположенного в области нейтрального слоя ремня, резинотканевого или резинового слоя, расположенного над кордом и работающего на растяжение при изгибе ремня, резинового слоя, расположенного под кордом и работающего на сжатие при изгибе и обертки из прорезиненной ткани. Клиновые ремни подразделяются на кордтканевые (рис. 13.7,а) и корд-шнуровые (рис. 13.7,б).



Рис. 13.7. Клиновые ремни

Применение клинового ремня позволило увеличить тяговую способность передачи за счет повышения трения и сцепление ремня со шкивом по сравнению с плоскоременной передачей.

**В поликлиновых ремнях** (стандарта нет) несущий слой выполняют в виде кордшнуря из химических волокон (вискоза, лавсан, стекловолокно). Эти ремни сочетают достоинства плоских ремней - монолитность и гибкость и клиновых - повышенное сцепление со шкивом.

**Зубчатые ремни** способны передавать энергию при неизменном передаточном отношении с высокими окружными скоростями и мощность до сотен киловатт. Эти ремни изготавливают из армированного металлическим тро-сом неопрена, значительно реже используют пластмассу (полиуретан).

**Шкивы** ременных передач изготавливают из стали, алюминиевых сплавов или текстолита при  $v > 30$  м/с. Наиболее распространенным материалом для изготовления шкивов при  $v \leq 30$  м/с является серый чугун СЧ 15 и СЧ 21, при  $v \leq 25$  м/с - СЧ 12.

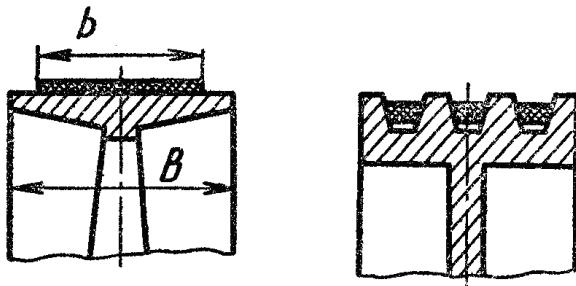


Рис.13.8. Шкивы ременной передачи

Форму канавки шкива (рис. 13.8) в клиноременной передаче выполняют так, чтобы между ремнем и ее основанием был гарантированный зазор, при этом рабочими являются боковые грани ремня. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива, иначе своими острыми кромками канавка будет быстро разрушать ремень.

### Контрольные вопросы

1. Какие различают виды ремней по форме их поперечного сечения?
2. Из каких материалов изготавливают плоские, клиновые и зубчатые ремни?
3. Какие плоские и клиновые ремни нормализованы ГОСТами?
4. Каковы достоинства и недостатки отдельных типов ремней?
5. Где применяют прорезиненные, кожаные, хлопчатобумажные плоские ремни?
6. Какие различают виды ременных передач и где их применяют?
7. Каковы достоинства и недостатки ременной передачи по сравнению с другими передачами?
8. Как определяют передаточное число ременной передачи с учетом проскальзывания ремня?
9. Как определяют силы натяжения ветвей ремня?
10. Какие потери мощности имеют место в ременной передаче и чему равен ее КПД?

## ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### ЛЕКЦИЯ 14.

План:

- 14.1. Преимущества, недостатки, области применения.
- 14.2. Основные геометрические соотношения.
- 14.3 Конструкции основных элементов цепных передач.
- 14.4. Критерии работоспособности и расчета цепных передач

## 14.1. Преимущества, недостатки, области применения

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью (рис. 14.1).

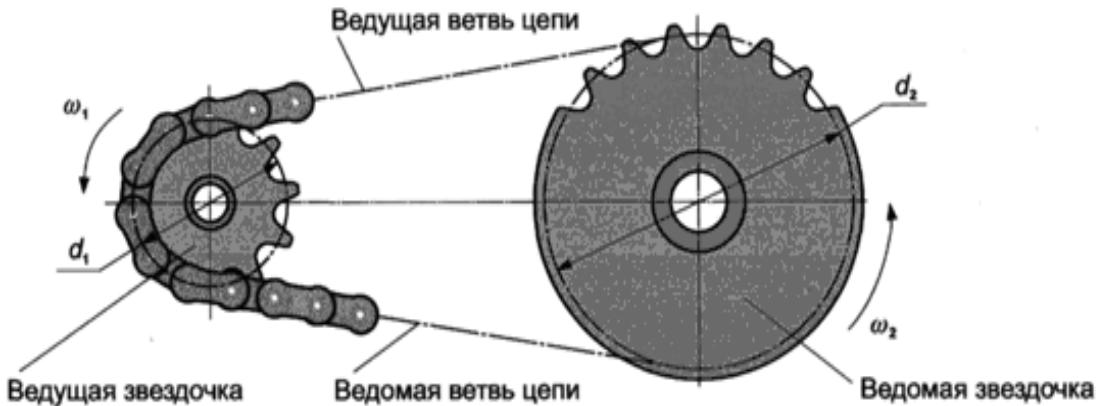


Рис. 14.1. Цепная передача

К **достоинствам** цепной передачи следует отнести:

- по сравнению с **зубчатыми передачами**: могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м);
- по сравнению с **ременными передачами**:
  - они более компактны;
  - могут передавать большие мощности до нескольких тысяч кВт, чаще до 100 кВт;
  - силы, действующие на валы значительно меньше;
  - отсутствует проскальзывание;
  - могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам.

**Недостатки:**

- значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление. Из-за этого ограничивают применение цепных передач при больших скоростях, а число зубьев меньшей звёздочки рекомендуют принимать  $z_1 \geq 15$ ;
- сравнительно быстрый износ шарниров цепи вследствие затруднительного подвода смазки;
- удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует применения натяжных устройств.

Цепные передачи применяют в станках, транспортных машинах, гор-

ном оборудовании, подъёмно-транспортных устройствах и т.д. при значительных межосевых расстояниях, когда зубчатые передачи не применимы, а ременные передачи ненадежны.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с (500 об/мин).

Передаточное отношение цепной передачи

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Рекомендуют применять передачи с передаточным отношением до 7, допускают до 10...14. Следует учитывать, что с увеличением передаточных отношений значительно возрастают габариты передачи.

Потери в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и опорах валов. Среднее значение КПД цепной передачи достигает  $\eta = 0,96 \dots 0,98$ .

## 14.2. Основные геометрические соотношения.

Основным параметром цепи является шаг передачи, который принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удар звена цепи о зуб звёздочки в период набегания цепи на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи.

Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условий долговечности цепи:

$$a = (30 \dots 50) \cdot t,$$

где  $t$  – шаг цепи.

Рекомендуют принимать меньшие значения межосевого расстояния для передач с передаточным отношением  $i = 1 \dots 2$ , большие значения - для передач у которых  $i = 6 \dots 7$ .

Число звеньев цепи  $W$  определяют в зависимости от межосевого расстояния, округляют до целого числа, которое желательно брать четным, чтобы не применять специальных соединительных звеньев.

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на величину равную  $(0,002 \dots 0,004) \cdot a$ .

## 11.3. Конструкции основных элементов цепных передач

Главный элемент цепной передачи – приводная цепь (рис. 14.2), кото-

рая состоит из соединенных шарнирами звеньев. Цепи стандартизованы и изготавливаются на специальных заводах.

**Втулочно-роликовая цепь** состоит из валика 3, запрессованного в отверстие внешнего звена 2, и втулки 4, запрессованной в отверстие внутреннего звена 1. Втулка на валике и ролик 5 могут свободно поворачиваться (рис. 14.3). Зацепление цепи с зубом звездочки осуществляется через ролик.

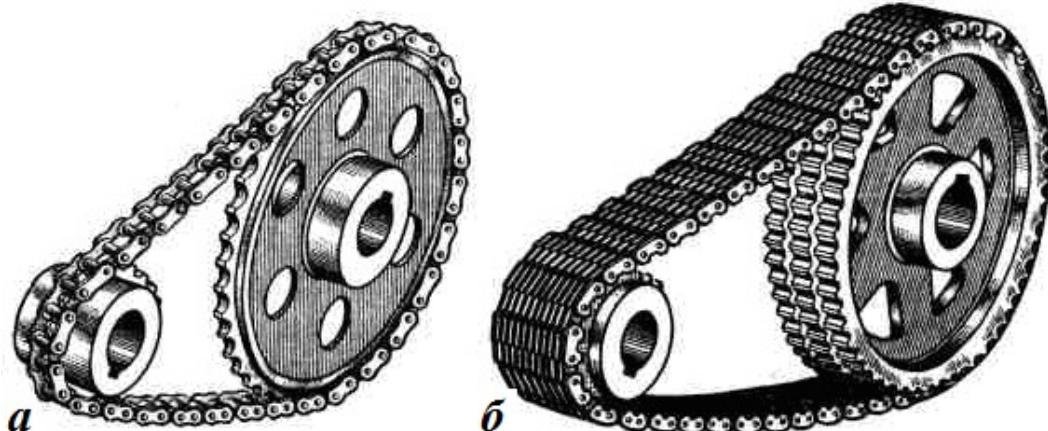


Рис. 14.2. Цепная передача а – роликовой цепью, б – зубчатой цепью

Применение втулки позволяет распределить нагрузку по всей длине валика и уменьшить износ шарниров. Перекатывание ролика по зубу частично заменяет трение скольжения трением качения, снижая износ зубьев. Втулочно-роликовые цепи рекомендуют применять при скоростях  $v \leq 20$  м/с. Наряду с однорядными применяют двух, трех, четырехрядные цепи, при этом пропорционально возрастает несущая способность цепи.

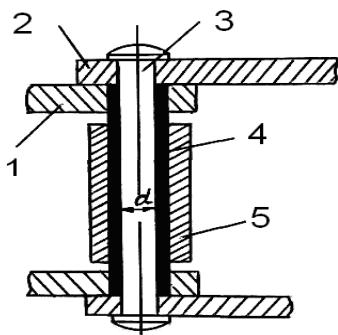


Рис. 14.3. Втулочно-роликовая цепь

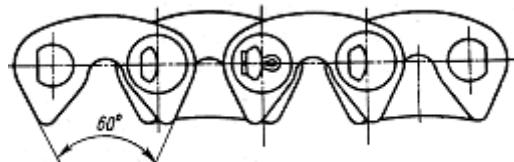


Рис. 14.4. Зубчатая цепь

**Втулочные цепи** аналогичны втулочно-роликовым цепям, но у них нет ролика 5. Вследствие этого износ цепи и звездочек увеличивается, при этом снижается масса и стоимость цепи.

**Зубчатые цепи** состоят из набора пластин с двумя зубообразными выступами (рис. 14.4). Пластины цепи зацепляются с зубьями звездочки своими торцевыми плоскостями. Зубчатые цепи работают плавно, с меньшим шумом. Их рекомендуют применять при сравнительно высоких скоростях до 35 м/с.

Для устранения бокового сползания цепи со звездочки применяют направляющие пластины. Зубчатые цепи различают в основном по конструкции шарниров. Применяют шарниры скольжения и шарниры качения.

**Звездочки** во многом подобны зубчатым колесам. Профиль и размеры зубьев звездочки зависят от типа и размеров цепи. Для цепей все размеры звездочек стандартизованы.

**Материал** звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из углеродистых или низколегированных сталей 45, 40Х, 40ХН и др. с цементацией венцов на глубину 1...1,5 мм. Твердость поверхности зубьев 45...55 HRC. Перспективным является изготовление венца звездочки из пластмассы, что снижает шум при работе передачи и изнашивание цепи.

## 11.4. Критерии работоспособности и расчета цепных передач

Стандартные цепи конструируют равнопрочными по напряжениям во всех деталях. Для большинства условий работы цепных передач основной причиной потери работоспособности является износ шарниров цепи.

Поэтому **основным критерием работоспособности** цепных передач является долговечность цепи, определяемая износом шарниров. Долговечность приводных цепей по износу составляет 3...5 тыс. часов работы.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки ( $z_1 = 19 \dots 31$ ).

При большом числе зубьев даже у малоизношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев нарушается зацепление со звездочкой, поэтому ограничивают максимальное число зубьев большой звездочки. Рекомендуют:

- для втулочной цепи  $z_2 \leq 90$ ;
- для роликовой  $z_2 \leq 120$ ;
- для зубчатой  $z_2 \leq 140$ .

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее износу.

### Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите основные достоинства и недостатки цепной передачи
2. Назовите области ее применения.
3. Какие различают виды цепей?
4. Каковы рекомендации по применению различных видов цепей?
5. Какие потери имеют место в цепной передаче и чему равен ее КПД?
6. Как определяется передаточное отношение цепной передачи?
7. Из какого материала изготавливают звездочки и приводные цепи?

8. Как определяют несущую способность цепей?
9. Назовите критерии работоспособности цепной передачи
10. Почему ограничивают число зубьев ведомой звездочки?
11. Назовите рекомендуемые числа звеньев цепи. Чем это объясняется?

# СОЕДИНЕНИЯ.

## Разъемные соединения.

### ЛЕКЦИЯ 15.

План:

15.1. Резьбовые соединения.

15.2. Расчеты резьбовых соединений на прочность

Создание машин и механизмов из различных деталей вызывает необходимость соединения последних между собой. Этой цели служит целая группа специальных соединений. Все соединения делятся на две группы:

- разъемные;
- неразъемные.

Рассмотрим некоторые виды соединений.

### 15.1. Резьбовые соединения

Резьбовые соединения получили наибольшее применение вследствие их простоты, универсальности, удобства сборки и разборки и надежности в работе. Соединения выполняют ввинчиванием деталей, имеющих наружную и внутреннюю резьбу, одна в другую посредством резьбовых крепежных деталей — винтов, болтов, шпилек, гаек и шурупов. **Винт** (нарезанный стержень с головкой или без нее) предназначен для ввинчивания в одну из соединяемых деталей (рис. 15.1, а). **Болт** (рис. 15.1, б) — это винт, чаще с головкой под ключ, используемый в соединениях с гайкой, так как он проходит через гладкие сквозные отверстия в деталях.

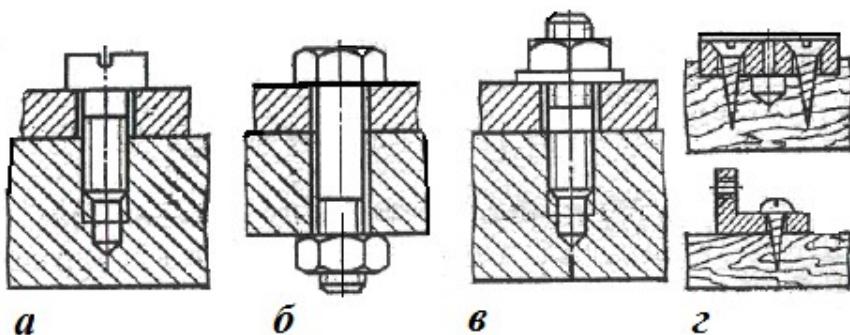


Рис. 15.1. Резьбовые соединения

**Шпильку** (стержень, нарезанный с двух концов, рис. 15.1, в) посадочным концом ввинчивают в деталь до затяжки резьбы, затем устанавливают пластину, шайбу и на свободный конец шпильки навинчивают гайку. Шайба предохраняет поверхность деталей от повреждений при затягивании гайки и способствует равномерному распределению остаточного давления. Шпильки применяют в часто демонтируемых соединениях, где нет места для размещения головки болта или нельзя сверлить сквозное отверстие. **Шурупами** (рис.

15.1, г) соединяют в основном деревянные детали между собой или с металлическими.

**Достоинства** резьбовых соединений:

- высокая нагрузочная способность и надежность;
- наличие большой номенклатуры резьбовых деталей для различных условий работы;
- удобство сборки и разборки;
- сравнительно малая стоимость, обусловленная стандартизацией и высокопроизводительными процессами изготовления.

**Недостатки:**

- наличие большого количества концентраторов напряжений на поверхностях резьбовых деталей, которые снижают их сопротивление усталости при переменных напряжениях.

**Классификация:**

1. В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба, различают **цилиндрические** и **конические** резьбы.
2. В зависимости от формы профиля резьбы делят на пять основных типов: **треугольные, упорные, трапецидальные, прямоугольные, круглые** (рис. 15.1).
3. В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают **правые** и **левые**.
4. В зависимости от числа заходов резьбы делят на **однозаходные** и **многозаходные**.
5. В зависимости от назначения резьбы делят на **крепежные** – метрическая с треугольным профилем, трубная треугольная со скругленными вершинами и впадинами, круглая; **ходовые резьбы (для передачи движения)** – прямоугольная, трапецидальная симметричная, трапецидальная несимметрическая или упорная.

**Основные типы резьб.**

**Метрическая резьба** (рис. 15.2, а). Это наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника. Метрические резьбы выполняются с крупным и мелким шагом. Мелкие резьбы отличаются от крупных величиной шага. Уменьшение глубины резьбы или увеличение диаметра впадин повышает прочность стержня винта, а уменьшение угла подъема увеличивает самоторможение в резьбе, т.е. уменьшает возможность самоотвинчивания. Поэтому мелкая резьба рекомендуется для динамически нагруженных деталей и полых тонкостенных.

**Трубная резьба.** Является мелкой дюймовой резьбой, но с закругленными выступами и впадинами для обеспечения герметичности. Может быть заменена мелкой метрической резьбой.

**Упорная резьба** (рис. 15.2, б). Имеет профиль в виде неравнобочной трапеции с углом  $\alpha=27^{\circ}$ . Применяют в передачах винт–гайка при больших односторонних осевых нагрузках. Закругление впадин повышает динамическую

прочность винта. Малый угол наклона (3 градуса) упорной стороны профиля резьбы снижает потери на трение в сравнении с трапецидальной резьбой.

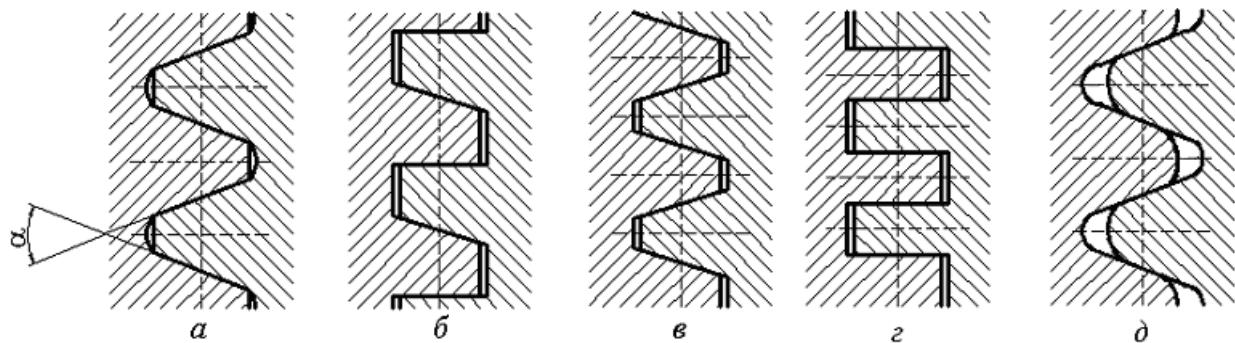


Рис. 15.2. Основные типы резьб: *а* – треугольные; *б* – упорные; *в* – трапецидальные; *г* – прямоугольные; *д* – круглые

**Трапецидальная резьба** (рис. 15.2, *в*). Это основная резьба в передаче винт–гайка. Её профиль – равнобочная трапеция с углом  $\alpha=30^\circ$ . Применяют для передачи реверсивного движения под нагрузкой.

**Прямоугольная резьба** (рис. 15.2, *г*). Профиль резьбы – квадрат. Обладает пониженной прочностью. Применение ограничено (в малонагруженных передачах винт–гайка).

**Круглая резьба** (рис. 15.2, *д*). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями. Угол профиля  $\alpha=30^\circ$ . Применяют ограниченно (при тяжелых условиях в загрязненной среде).

**Способы стопорения резьбовых соединений.** Предохранение от самоотвинчивания является весьма важным для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо для соединений, воспринимающих переменные и ударные нагрузки или подверженных вибрации, которые снижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе.

На практике применяют три основных принципа стопорения:

- установка пружинной шайбы – поддерживает натяг и трение в резьбе, кроме того, упругость шайбы значительно уменьшает влияние вибраций на трение в резьбе;

- гайку жестко соединяют со стержнем винта, например, с помощью шплинта;

- жесткое соединение деталей, например, сваркой.

## 15.2. Расчеты резьбовых соединений на прочность

Прочность является основным критерием работоспособности резьбовых соединений. При действии осевой силы в стержне винта возникают напряжения растяжения, в теле гайки – сжатия, витках резьбы – смятия, среза и изгиба.

Все стандартные болты, винты, шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и отрыв головки, поэтому

му расчет на прочность резьбового соединения обычно производят только по одному основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня на растяжение.

Расчетный диаметр резьбы

$$d_p \approx d - 0,9p,$$

где  $p$  – шаг резьбы.

Длину болта, винта или шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения принимают по ГОСТу.

Рассмотрим основные варианты нагружения резьбовых соединений и их расчет.

**Вариант 1.** Болт затянут силой  $F_{\text{зат}}$ , внешняя нагрузка отсутствует. Примером являются болты крепления крышек корпусов механизмов и машин. В период затягивания болт испытывает растяжение и кручение. Расчет выполняют на увеличенную с учетом кручения растягивающую силу  $F_{\text{расч}}$ :

$$\text{для метрических резьб} \quad F_{\text{расч}} = 1,3 F_{\text{зат}};$$

$$\text{для трапециoidalных} \quad F_{\text{расч}} = 1,25 F_{\text{зат}};$$

$$\text{для упорных} \quad F_{\text{расч}} = 1,2 F_{\text{зат}}.$$

Из условия прочности находят расчетный диаметр резьбы болта:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi [\sigma]_p}} \quad (1)$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение, Мпа,

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S_T]} \quad (2)$$

Значения требуемого коэффициента запаса прочности  $[S_T]$  при расчете болтов, винтов и шпилек при различных нагрузках приведены в табл. 15.1

Таблица 15.1.

Значение требуемого коэффициента запаса прочности  $[S_T]$

Сталь	Диаметр резьбы d,мм					
	Постоянная нагрузка			Переменная нагрузка		
	6...16	16...30	30...80	6...16	16...30	30...80
Неконтролируемая затяжка						
Углеродистая	5...4	4...2,5	2,5...1,6	10...6,5	6,5	6,5...5
Легированная	6,5...5	5...3,3	3,3	7,5...5	5	5...4
Контролируемая затяжка						
Углеродистая	$\text{Для всех } d [S_T] = 1,7 - 2,2$					
Легированная	$\text{Для всех } d [S_T] = 2 - 3$					

**Вариант 2.** Болтовое соединение нагружено поперечной силой  $F$ . В таком соединении болт может быть установлен с зазором и без него. При установке болта с зазором, при затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила  $F$  непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают по силе затяжки  $F_{\text{зат}}$ :

$$F_{\text{зат}} = \frac{F\kappa}{fiz} \quad (3)$$

где  $\kappa$  – коэффициент запаса по сдвигу деталей,  $\kappa = 1,4 \dots 2$ ;

$f$  – коэффициент трения (для стальных и чугунных поверхностей  $f = 0,15 \dots 0,20$ );

$i$  – число стыков;

$z$  – число болтов.

Расчетный диаметр болта определяют по формуле (1).

В соединениях, в которых болты установлены без зазора, они работают на срез. Диаметр стержня болта  $d$  определяют из условия прочности на срез:

$$d_o = \sqrt{\frac{4F}{\pi i z [\tau]_{cp}}}, \quad (4)$$

где  $[\tau]_{cp}$  – допускаемое напряжение на срез, МПа;  $[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ .

**Вариант 3.** Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и нагружено внешней осевой растягивающей силой  $F$ . Этот случай соединения часто встречается в машиностроении для крепления крышек цилиндров, подшипниковых узлов и др. Условились считать, что только часть силы  $F$ , именно  $xF$ , воспринимается болтом, а остальная часть  $(1-x)F$  – сжатыми деталями. Тогда суммарная сила, действующая на болт,

$$F_{\Sigma} = F_{зат} + xF$$

где  $x$  – коэффициент внешней нагрузки.

При расчетах принимают следующие значения:

для соединения стальных и чугунных деталей без упругих прокладок  $x = 0,2 \dots 0,3$ ;

для соединения стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (асбест, паронит, резина и др.)  $x = 0,4 \dots 0,5$ .

Из условий сохранения плотностистыка соединяемых деталей принимают, что

$$F_{зат} = \kappa_{зат} (1 - x)F, \quad (5)$$

где  $\kappa_{зат}$  – коэффициент запаса предварительной затяжки (при постоянной нагрузке  $\kappa_{зат} = 1,25 \dots 2,0$ ; при переменной –  $\kappa_{зат} = 2,4$ ).

Расчетную силу болта находят по формуле

$$F_{расч} = 1,3F_{зат} - xF. \quad (6)$$

Расчетный диаметр резьбы болта определяют по формуле (1).

## Разъемные соединения.

### ЛЕКЦИЯ 16.

План:

- 16.1. Соединения с натягом
- 16.2. Шпоночные соединения.
- 16.3. Расчеты соединений на прочность

### 16.1. Соединения с натягом

Соединения с натягом осуществляют подбором соответствующих посадок, в которых натяг создают необходимой разностью посадочных размеров сопряженных деталей. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей. Увеличению коэффициента трения способствуют микронеровности на сопряженных поверхностях.

Из соединений деталей с натягом наибольшее распространение получили **цилиндрические соединения**, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности.

Характерными примерами деталей, соединенных посадками с натягом, являются: венцы зубчатых и червячных колес (рис. 16.1), подшипники качения, роторы электродвигателей и т.д.

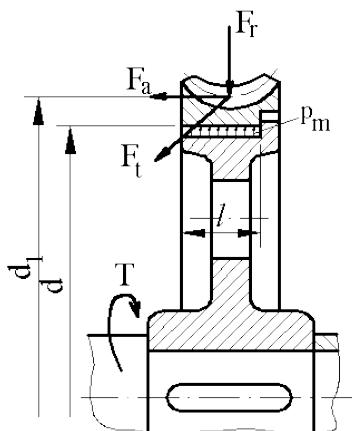


Рис. 16.1. Внешние силы, действующие на соединение с натягом

Соединения деталей с натягом условно относят к неразъемным соединениям, однако цилиндрические соединения, особенно при закаленных поверхностях, допускают разборку (распрессовку) и новую сборку (запрессовку) деталей.

**Достоинства соединений с натягом:** простота конструкции и хорошее базирование соединяемых деталей; большая нагрузочная способность.

**Недостатки:** сложность сборки и особенно разборки; рассеивание прочности соединения в связи с колебаниями действительных посадочных

размеров в пределах допусков.

Соединения деталей с натягом широко применяют при больших динамических нагрузках и отсутствии необходимости в частой сборке и разборке. В последнее время посадки с натягом применяют в соединениях с валом зубчатых и червячных колес вместо шпоночных соединений.

## 16.2. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения предназначены для передачи крутящих моментов от вала к находящейся на нем детали или наоборот, а также для закрепления на валах и осях различных деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек и др.). Шпонка представляет собой стальной брус, вставляемый в пазы вала и ступицы (рис.16.2). Основные типы шпонок стандартизированы.

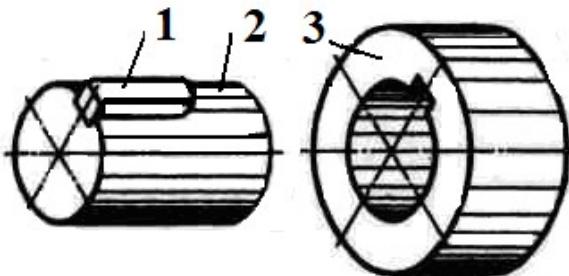


Рис.16.2. Шпоночное соединение 1-шпонка; 2-вал; 3-ступица

**Достоинства шпоночных соединений:** простота и надежность конструкции, легкость сборки и разборки соединения, невысокая стоимость.

**Основные недостатки шпоночных соединений:** снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за ослабления их поперечных сечений шпоночными пазами; значительная концентрация напряжений в зоне этих пазов.

Различают соединения

- призматическими шпонками;
- сегментными шпонками;
- клиновыми шпонками;
- тангенциальными шпонками;
- цилиндрическими шпонками-шифтами.

Рассмотрим соединения призматическими шпонками.

**Соединения призматическими шпонками** получили наибольшее распространение. Они показаны на рис. 16.3. Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой  $h$ . Размеры сечений призматических шпонок и пазов принимают в зависимости от диаметра  $d$  вала (табл. 16.1).

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами – исполнение 1 (рис. 16.3 *a*), с плоскими торцами – исполнение 2 (рис. 16.3, *б*) и с од-

ним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 3 (рис.16.3, в).

Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Чтобы застопорить колесо от осевого смещения, применяют распорные втулки или установочные винты и др.

Таблица 16.1

### Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала $d$	Размеры шпонки, мм			Глубина паза, мм	
	$B$	$h$	$l^*$	$t_1$ (вал)	$t_2$ (втулка)
Свыше 30 до 38	8	7	18...90	4	3,3
Свыше 38 до 44	10	8	22...110	5	3,3
Свыше 44 до 50	12	8	28...140	5	3,3
Свыше 50 до 58	14	9	36...160	5,5	3,8
Свыше 58 до 65	16	10	45...180	6	4,3

*Примечание:* Длину шпонки выбирают из ряда, мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110 и др.

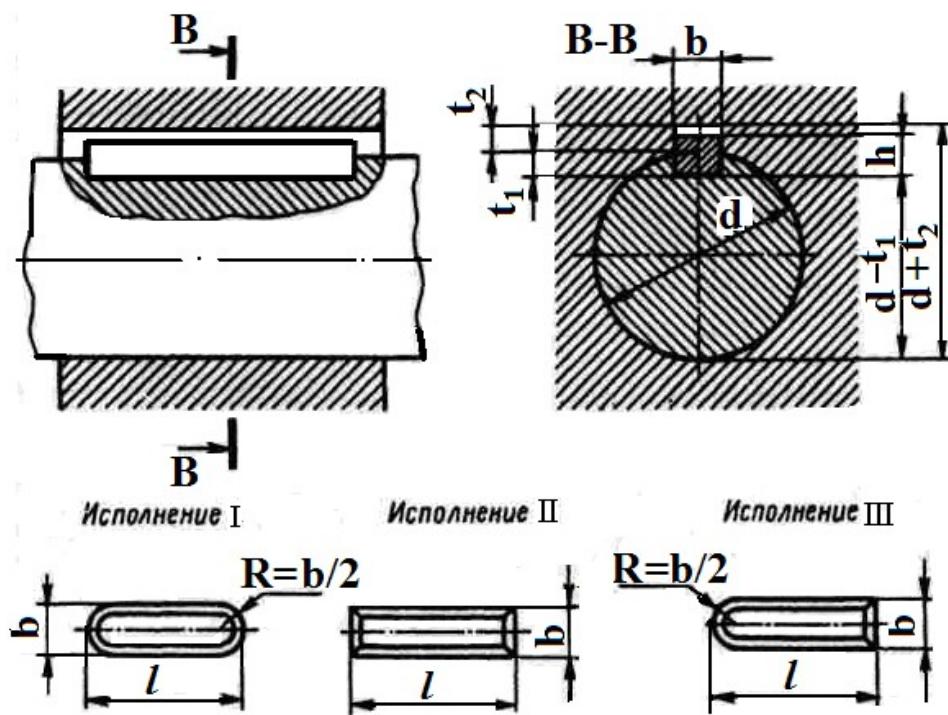


Рис. 16.3. Соединения призматическими шпонками:

### 16.3. Расчеты соединений на прочность

**Расчет на прочность соединений с натягом.** Прочность соединения обеспечивают натягом, который образуется в выбранной посадке. Значение натяга определяют необходимым контактным давлением  $p_m$  (рис. 16.1) на по-

садочной поверхности соединяемых деталей. Это давление должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних сдвигающих сил.

**Основным критерием работоспособности** шпоночных соединений является прочность. Соединения призматическими шпонками проверяют по условиям прочности на смятие и срез (рис. 16.4).

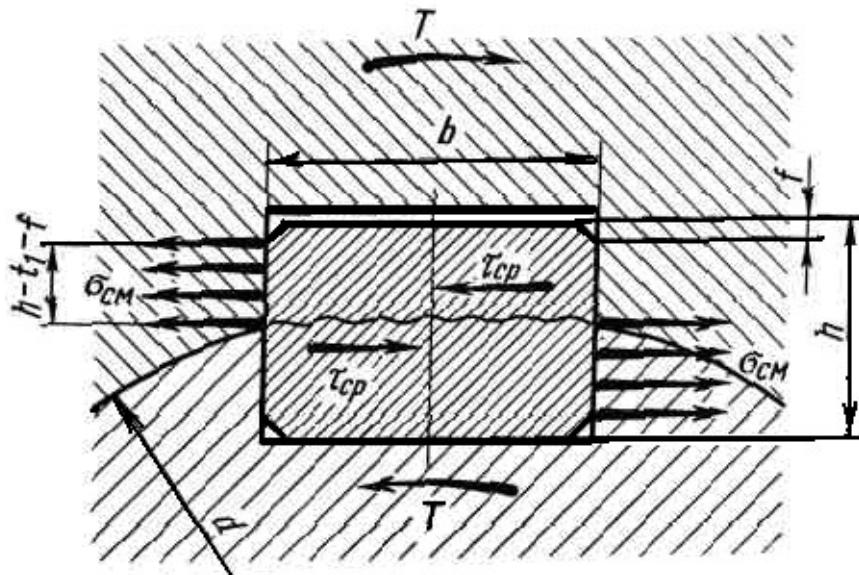


Рис. 16.4. Расчетная схема соединения призматическими шпонками

Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{cm}],$$

где  $T$  – крутящий момент на валу, Н·мм;

$d$  – диаметр вала, мм;

$l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;

для призматических шпонок с плоскими торцами  $l_p = l$ , для шпонок со скругленными концами  $l_p = l - b$ , где  $l$  – полная длина шпонки;  $b$  – ширина шпонки;

$h$  – высота шпонки, мм;

$t_1$  – глубина паза на валу, мм;

$[\sigma_{cm}]$  – допускаемое напряжение на смятие, МПа.

Условие прочности на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{cp}],$$

где  $[\tau_{cp}]$  – допускаемое напряжение на срез, МПа.

Допускаемые напряжения смятия в зависимости от прочности материала вала и ступицы, и от режима работы соединения рекомендуют принимать в пределах  $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 150$  МПа (меньшие значения для чугунных ступиц и при неравномерной и ударной нагрузке, большие - для стальных ступиц при среднем режиме нагружения).

Допускаемые напряжения на срез для указанных выше материалов шпонок рекомендуют принимать  $[\tau_{\text{ср}}] = 70 \dots 100$  МПа.

Если расчетные напряжения смятия и среза превышают допускаемые более чем на 5%, то увеличивают длины шпонок и ступиц или устанавливают две шпонки: призматические шпонки устанавливают под углом  $180^\circ$ , сегментные - в один ряд по длине ступицы.

## Контрольные вопросы и задания

1. На какие группы делят соединения?
2. Какие соединения относят к резьбовым?
3. Перечислите основные достоинства и недостатки резьбовых соединений.
4. Назовите критерии работоспособности резьбовых соединений.
5. Для чего служат шпонки?
6. Какие шпонки нормализованы ГОСТами?
7. Перечислите основные достоинства и недостатки шпоночных соединений.
8. Назовите критерии работоспособности шпоночных соединений.
9. Назовите критерии работоспособности соединений посадками с натягом.
10. Где применяют соединения посадками с натягом?
11. Перечислите основные достоинства и недостатки соединений посадками с натягом.

## **Неразъемные соединения.**

### **ЛЕКЦИЯ 17.**

План:

- 17.1. Заклепочные соединения
- 17.2. Сварные соединения.
- 17.3. Паяные и клеевые соединения

### **17.1. Заклепочные соединения**

Заклепочные соединения - соединения с применением заклепок, т.е. крепежных деталей из высокопрочного материала, состоящих чаще всего из стержня 1 и закладной головки 2, конец которой расклепывается для образования замыкающей головки 3 (рис. 17.1).

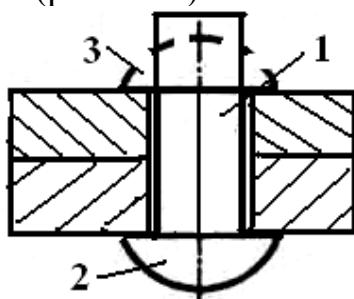


Рис. 17.1. Заклепочное соединение

Заклепочные соединения применяют для изделий из листового, полосового материала или профильного проката в конструкциях, работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок при небольших толщинах соединяемых деталей, для скрепления деталей из разных материалов, деталей из материалов, не допускающих нагрева или несвариваемых. В последнее время заклепочные соединения вытесняются более экономичными и технологичными сварными и клеевыми соединениями, так как отверстия под заклепки ослабляют сечения деталей на 10—20%, а трудоемкость изготовления и масса клепаной конструкции обычно больше, чем сварной или клееной.

По функциональному назначению заклепочные соединения подразделяют на **прочные** и **плотные**; последние обеспечивают не только прочность, но и герметичность соединения.

По конструкции заклепочные соединения бывают **нахлесточные** и **стыковые** с одной или двумя накладками. Ряды поставленных заклепок образуют заклепочный шов, который может быть однорядным и многорядным, односрезным или двухсрезным (рис. 17.2).

Конструкция и размеры заклепок нормальной точности и повышенного качества стандартизованы. По форме головок заклепки бывают (рис. 17.3) с **полукруглой** (а), **потайной** (б), **полупотайной** (в), **плоской** (г), полукруглой низкой и другими головками.

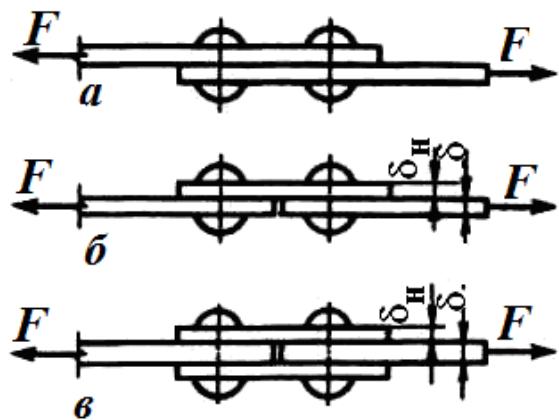


Рис. 17.2. Примеры заклепочных соединений (шовов): *а* - двухрядный односрезный нахлесточный шов, *б* - однорядный односрезный стыковой шов с одной накладкой, *в* - однорядный двухсрезный стыковой шов с двумя накладками.

В тех случаях, когда нежелательно или недопустимо клепаное соединение подвергать ударам, применяют **полупустотельные** заклепки (рис. 17.3, *г*), замыкающая головка которых образуется развальцовкой.

Для соединения тонких листов и неметаллических материалов, а также когда в конструкции нужны отверстия для электрических, крепежных или других деталей, применяют **пустотельные** заклепки (рис. 17.3, *д*).

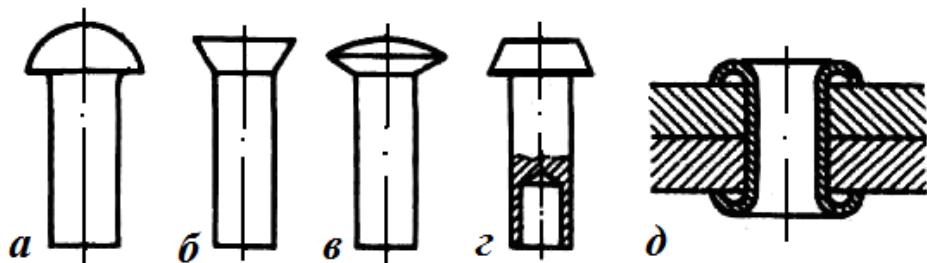


Рис. 17.3. Конструкции заклепок

В случае отсутствия доступа к месту образования замыкающей головки обычными способами (ударами или развальцовкой) применяют специальные, например, взрывные заклепки (типа полупустотелой); в стержень такой заклепки закладывается взрывчатое вещество, которое при нагревании закладной головки взрывается, образуя замыкающую головку.

Заклепки повышенного качества предназначены для соединений с повышенными требованиями к их надежности.

**Материал.** Заклепки изготавливают из низкоуглеродистых сталей, цветных металлов (например, медь) или их сплавов (латунь, алюминиевые сплавы). Клепка стальных заклепок диаметром до 10 мм, заклепок пустотельных и из цветных или легких металлов и сплавов выполняется в холодном состоянии. Стальные заклепки большего диаметра клепают в горячем состоянии, т. е. конец заклепки предварительно нагревают до 1000... 1100°C. При выборе

материалов желательно, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были примерно равными (во избежание температурных напряжений). Необходимо, чтобы в соединении не было сочетаний разнородных материалов, образующих гальванические пары.

**Расчет заклепочных соединений.** Обычно заклепочные соединения нагружены силами, действующими в плоскости контакта соединяемых деталей (рис. 17.4), поэтому разрушение соединений может произойти в результате следующих причин:

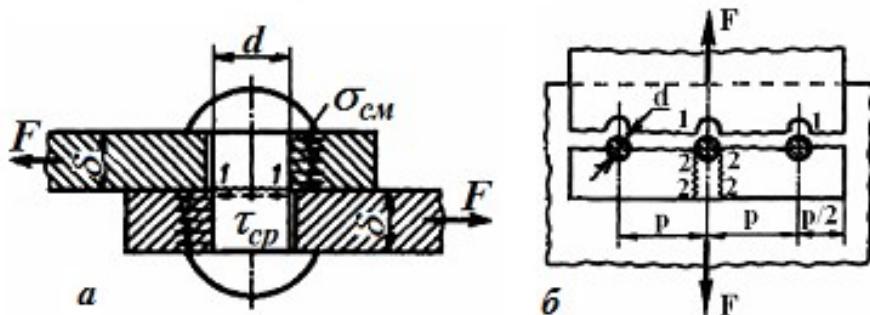


Рис. 17.4. К расчету заклепочных соединений

- срез заклепок под действием касательных напряжений по сечению 1-1 (рис. 17.4, а);

- смятие отверстий соединяемых деталей и заклепок под действием напряжений смятия, в результате за счет перекашивания оси заклепок может произойти отрыв головок от стержня (рис. 17.4, а);

- разрыв соединяемой детали по сечению 1-1 (рис. 17.4, б);

- срез соединяемых деталей по сечениям 2-2 (рис. 17.4, б).

**Основным критерием работоспособности** является прочность заклепок на срез, а также прочность соединяемых деталей на смятие, на растяжение и на срез. Из условия равнопрочности соединений принимают шаг заклепок  $p = (3\dots 6) d$ , расстояние между рядами заклепок  $(2\dots 3) d$ , где  $d$  – диаметр заклепки.

## 17.2. Сварные соединения

**Сварка** представляет собой процесс получения неразъемных соединений посредством установления межатомных связей между свариваемыми элементами детали при их местном или общем нагреве или пластическом деформировании (или совместном действии того и другого). Участок соединения, образовавшегося в результате кристаллизации сварочной ванны, называют **сварным швом**.

Существуют множество видов сварки, отличающихся источником энергии, способами защиты металла от окисления, непрерывностью и степенью механизации, а также многими технологическими признаками. В машино- и приборостроении наибольшее применение находит сварка **дуговая**, (плавящи-

мися или неплавящимися электродами, рис. 17.5, *a*, *b*), **газовая** (в струе горящих газов, рис. 17.5, *в*) и **контактная** (с применением давления и нагрева теплотой, выделяющейся при прохождении электрического тока через контактирующие свариваемые элементы рис. 17.5, *г*, *д*, *е*). Применяют также сварку **ультразвуковую**, **плазменно-лучевую**, холодную сдавливанием (рис. 17.5, *ж*), трением и световую (например, лазерную, рис. 17.5, *з*). Шовную контактную сварку применяют для герметичных деталей цилиндрической формы, если их нельзя изготовить глубокой вытяжкой (электроды — вращающиеся ролики, рис. 17.5, *д*, *е*).

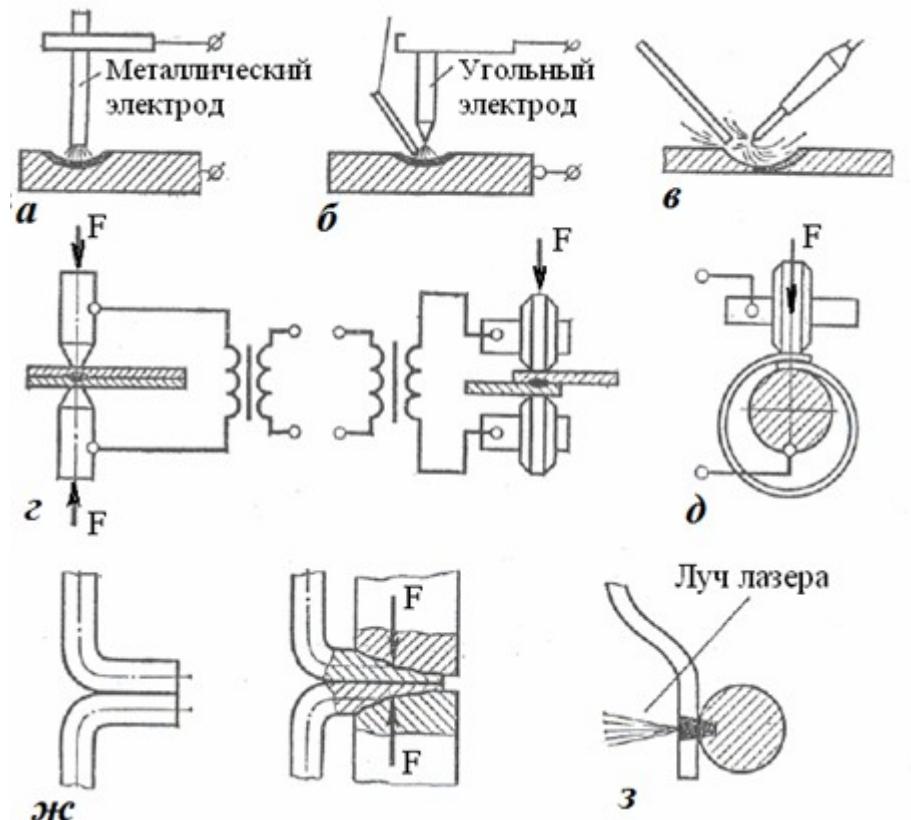


Рис. 17.5. Виды сварки

Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности целого металла.

**Сварные соединения классифицируют:**

- по взаимному расположению соединяемых элементов:

соединениястык; внахлестку; втавр; угловые;

- по способу сварки:

соединения, выполненные дуговой сваркой металлическим электродом; выполненные контактной сваркой;

- по направлению воспринимаемого швом усилия:

различают соединения, выполненные **лобовыми** швами; **фланговыми**

швами; **комбинированными швами**.

Основные **достоинства** сварных соединений - экономия материала, малая трудоемкость и доступность технологического процесса для механизации и автоматизации;

К **недостаткам** сварных соединений относят наличие в сварных швах концентрации напряжений, остаточных напряжений, различных дефектов типа трещин, непроваров, шлаковых включений и т. д.

**Стыковые соединения** – самые распространенные, так как сваренные встык детали практически полностью заменяют цельные (рис. 17.6).

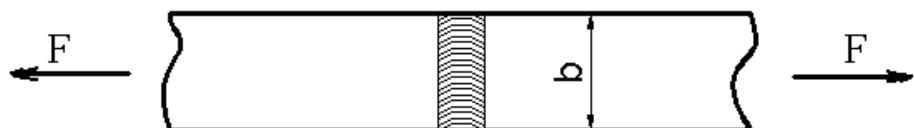


Рис. 17.6. Стыковое сварное соединение

**Соединения внахлестку** – выполняют угловыми швами, которые имеют различную форму сечения (рис. 17.7). На практике наиболее распространены нормальные швы.

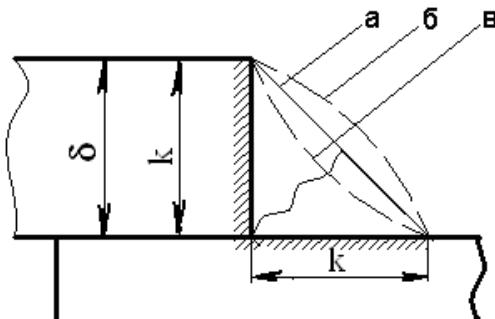


Рис.17.7. Сварное соединение внахлестку: а - нормальный, б – выпуклый, в - вогнутый швы.

Основные геометрические характеристики углового шва (рис. 17.7): катет  $k$  и высота  $h$  (для нормального шва  $h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k$  ).

В тавровых соединениях элементы располагают во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 17.8).

Угловые соединения применяют для изготовления тары из листовой стали, ограждений и др. Эти соединения передают малые нагрузки и на прочность не рассчитываются.

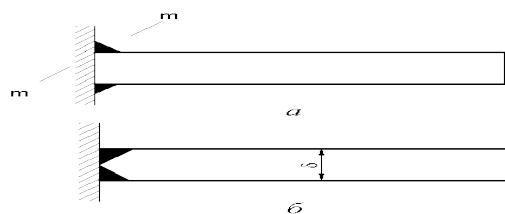


Рис. 17.8. Тавровое соединение

В зависимости от направления воспринимаемого швом усилия различают швы:

лобовые (рис. 17.9, *a*) – расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки  $F$ ;

фланговые (рис. 17.9, *б*) – расположенные параллельно линии действия нагрузки;

комбинированные, состоящие из сочетаний лобовых и фланговых швов.

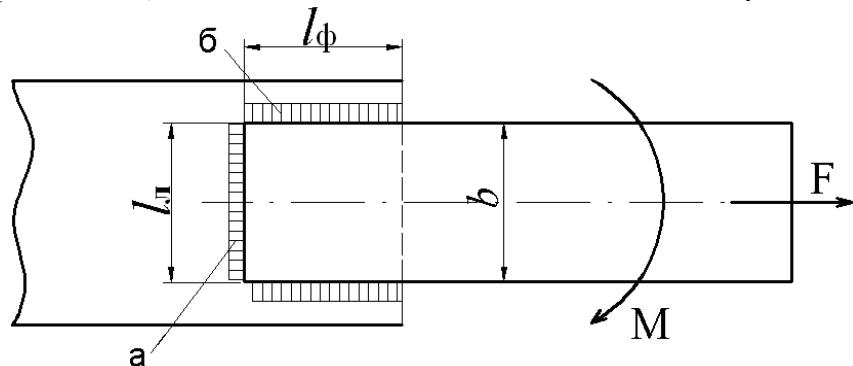


Рис. 17.9. Виды швов

**Критерии работоспособности сварных соединений.** Сварные соединения, выполненные стыковым швом, проверяют на прочность при растяжении (сжатии) и изгибе.

Сварные соединения, выполненные внахлест, рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва (рис. 17.8, сечение *m-m*).

### 17.3. Паяные и клеевые соединения

**Пайка** — процесс получения неразъемного соединения элементов деталей с нагревом ниже температуры их автономного расплавления путем смачивания и заполнения зазора между ними расплавленным припоем и сцепления их при кристаллизации шва (рис. 17.10). Таким образом, в отличие от сварки элементы деталей соединяются за счет сил адгезии, легирующих и диффузионных процессов.

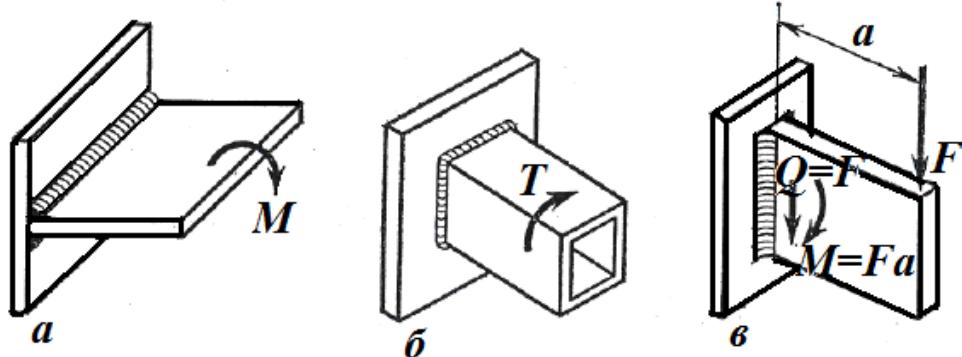


Рис. 17.10. Примеры паяных соединений

При пайке применяют следующие виды припоев.

- легкоплавкие припои - оловянно-свинцовые, с температурой плавления  $t_{пл} \leq 300^{\circ}\text{C}$  применяют для ненагруженных соединений, от которых требуется в основном высокая электропроводность или герметичность;

- среднеплавкие - медно-цинковые,  $t_{пл} \leq 600^{\circ}\text{C}$  и серебряные  $t_{пл} \leq 900^{\circ}\text{C}$  позволяют получить соединения, которые по прочности близки к сварным и заклепочным или их превосходят;

- высокоплавкие  $t_{пл} < 1850^{\circ}\text{C}$  и тугоплавкие  $t_{пл} > 1850^{\circ}\text{C}$ . С помощью этих припоев изготавливают камеры сгорания жидкостных реактивных двигателей и ядерных реакторов.

Качественная пайка достигается очисткой соединяемых элементов паяльными флюсами. Хорошие результаты дают припои в виде паст, например, из оловянно-свинцового порошка, флюса, растворителя и связующего вещества, предотвращающего осаждение металлических частиц.

Прочность паяного шва пропорциональна площади соприкасания соединяемых элементов (капиллярный участок шва). Поэтому стыковым соединениям следует предпочитать нахлесточные, с накладками, замок, телескопические и аналогичные. Паяные соединения рассчитывают на прочность также, как и сварные. Их предел прочности на срез для стальных деталей: 25 ... 35 МПа — при применении низкоплавких и 250 ... 500 МПа - высокоплавких припоев.

Запас прочности при статических напряжениях принимают равным 2,5 ... 3.

**Клеевые** соединения показаны на рис. 17.11. Склеивают преимущественно легконагруженные детали из однородных или разнородных материалов (черные и цветные металлы, пластмассы, текстолит, кожи, стекло, дерево, резину, ткань).

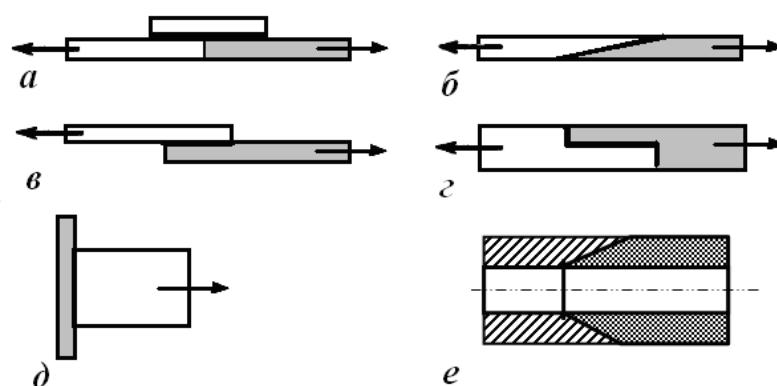


Рис. 17.11. Виды kleевых соединений: а -стык с накладкой; б – косостыковое; в – нахлесточное; г - нахлесточное шпунтовое; д –стыковое; е – соединение труб одного диаметра

**Достиныства** kleевых соединений – возможность соединения практически любых материалов; обеспечивается герметичность и коррозионная

стойкость соединений; не вызывают коробления деталей и надежно работают при вибрационных нагрузках; сравнительно дешевые и обычно легче при равных условиях.

**Недостатки** – сравнительно невысокая прочность, относительно невысокая долговечность некоторых клеев («старение»), необходимость соблюдения специальных мер по технике безопасности (установка вытяжной вентиляции).

Клеевые соединения выполняют различными способами.

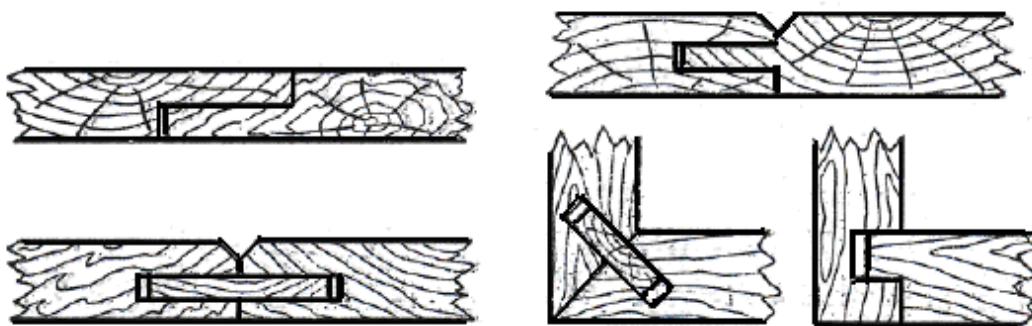


Рис. 17.12. Способы клеевых соединений деревянных деталей

Поверхности деталей подготавливают для склеивания механической обработкой, а затем обезжираивают ацетоном, спиртом, бензином. Для большинства соединений требуется нагрев и последующее сжатие склеиваемых поверхностей. Наибольшее применение получили клеи БФ-2, БФ-4, БФ-6, эпоксидные ЭЛ-19, К-153, на основе кремний-органических соединений и неорганических полимеров (ВК-2), клеи-расплавы (С-25, С-60) и пленочные клеи (БЭК-50П, ВК-24М).

Прочность клеевых соединений зависит от площади склеивания. Наиболее прочными являются соединения, работающие на *сдвиг* или *равномерный отрыв*, когда напряжения распределены равномерно по всей площади.

### Контрольные вопросы и задания

1. Как классифицируют заклепочные соединения по функциональному назначению?
2. Как классифицируют заклепочные соединения по конструкции заклепок?
3. Как классифицируют заклепочные соединения по форме головок заклепок?
4. Назовите критерии работоспособности заклепочных соединений.
5. Что называют сварным швом?
6. Назовите критерии работоспособности сварных соединений.
7. Перечислите преимущества и недостатки сварных конструкций.
8. Приведите классификацию сварных соединений.

9. Перечислите преимущества и недостатки заклепочных соединений.
10. Какими бывают заклепочные швы по виду?
11. Назовите критерии работоспособности клеевых соединений.
12. Перечислите преимущества и недостатки клеевых соединений
- 13.Какими бывают припои?
14. Назовите критерии работоспособности паяных соединений.

# ВАЛЫ И ОСИ

## ЛЕКЦИЯ 18

План:

18.1. Общие сведения.

18.2. Ориентировочный расчет валов. Конструирование валов

### 18.1. Общие сведения

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие детали передач вращаются на валах и осях.

**Вал** поддерживает сидящие на нем детали и передает им крутящий момент. При работе передач вал испытывает напряжения от изгиба и кручения, а в некоторых случаях также от растяжения-сжатия (осевая сила).

**Ось** не передает крутящего момента и поэтому не испытывает скручивания. Оси бывают неподвижными и подвижными. Подвижные оси обеспечивают лучшую работу подшипников.

**Классификация валов:**

1. По геометрической форме:

- прямые;
- коленчатые;
- гибкие (рис. 18.1, *б*).

2. По конструкции:

- гладкие (рис. 18.1, *а*),
- ступенчатые (рис. 18.1, *в*).

3. По виду поперечного сечения:

- сплошные;
- полые.

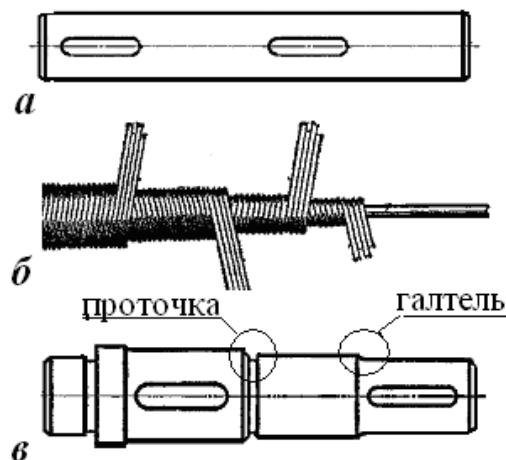


Рис. 18.1. Различные виды валов

**Конструктивные элементы валов и осей.** Участки вала или оси, лежащие в опорах, называются **цапфами**. Они делятся на **шипсы, шейки и пяты**.

**Шип** – цапфа, расположенная на конце вала и передающая в основном радиальную нагрузку.

**Шейка** – цапфа, расположенная в средней части вала.

Опорами шипов и шеек служат подшипники.

**Пята** – цапфа, передающая осевую нагрузку. Опорой служит подпятник.

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют обычно цилиндрическими иногда коническими.

Переходные участки между ступенями разных диаметров валов или осей для снижения концентрации напряжений выполняют с канавкой со скруглением (**проточкой**) или с **галтелью**, обеспечивающих плавный переход от одного размера к другому (рис.18.2). Радиусы скруглений и галтелей принимают в зависимости от диаметра вала (обычно  $r = 1,5 \dots 3,0$ ).

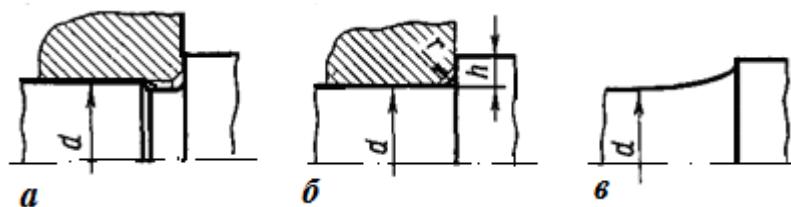


Рис. 18.2. Оформление переходных участков ступеней валов: *а* - переходная канавка; *б* - галтель постоянного радиуса; *в* – галтель переменного радиуса.

**Материалы** валов должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Выбор материала валов определяется конструкцией вала и техническими условиями их эксплуатации. Валы изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Это могут быть материалы без термической обработки – стали 5, 6 или с применением термической обработки – стали 45, 40Х, 20, 20Х, 12ХНЗА и др. Обычно валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей. Иногда посадочные поверхности и галтели полируют или упрочняют поверхностным наклепом (обработка шариками или роликами).

Основным **критерием работоспособности** и расчета валов и осей является статическая и усталостная прочность. При необходимости проверяют жесткость вала.

Расчет валов состоит из **трех этапов**:

- 1 этап - ориентировочный расчет валов;
- 2 этап – проверочный расчет валов;
- 3 этап – уточненный расчет валов.

## 18.2. Ориентировочный расчет валов. Конструирование валов

В результате предварительного расчета ориентировочно определяют диаметры вала и выполняют его конструирование.

На этом этапе расчета неизвестны еще точки приложения сил от передач, размещение опор и т.д., т.е. невозможно оценить влияние изгиба на прочность вала и расчет ведут только по величине крутящего момента  $T$ , принимая заниженные допускаемые напряжения кручения  $[\tau] = 20 \dots 25$  МПа для входного и выходного вала,  $[\tau] = 10 \dots 15$  МПа для промежуточных валов.

Из условия статической прочности на кручение находят диаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}.$$

Найденный диаметр округляют до стандартного значения. Это - значение диаметра вала входного или выходного конца - для одноступенчатого редуктора или диаметр вала под колесом - для многоступенчатого. Размеры остальных участков вала назначают, ориентируясь на конфигурацию вала, которая определяется схемой привода, с разницей диаметров соседних участков вала на 2...5 мм. Особое внимание следует обратить на диаметр вала под подшипником, он должен соответствовать диаметру внутреннего кольца подшипника.

Если вал редуктора соединяется через муфту с валом двигателя, то диаметр входного конца вала определяют по формуле

$$d = (0,8 \dots 1,2) d_{дв},$$

что обусловлено конструктивными особенностями вала.

Входной и выходной валы редукторов имеют концевые участки цилиндрической (рис. 18.3) или конической формы (рис. 18.4, 18.5) для установки полумуфт, шкивов, звездочек или колес.

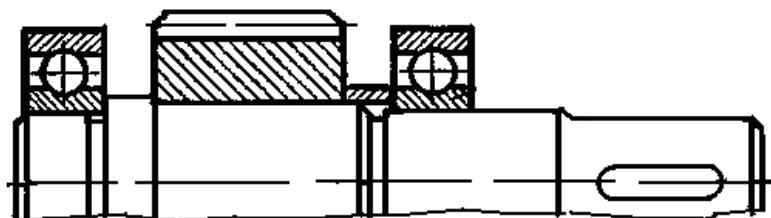


Рис. 18.3. Конструкция ступенчатого вала с цилиндрическим концевым участком

концы валов конической формы изготавливают с конусностью 1:10 с наружной или внутренней резьбой. Такие валы обеспечивают точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и снятия установленных деталей. При наличии на концах наружной метрической резьбы предусматривают проточки.

Входные валы часто изготавливают валами-шестернями.

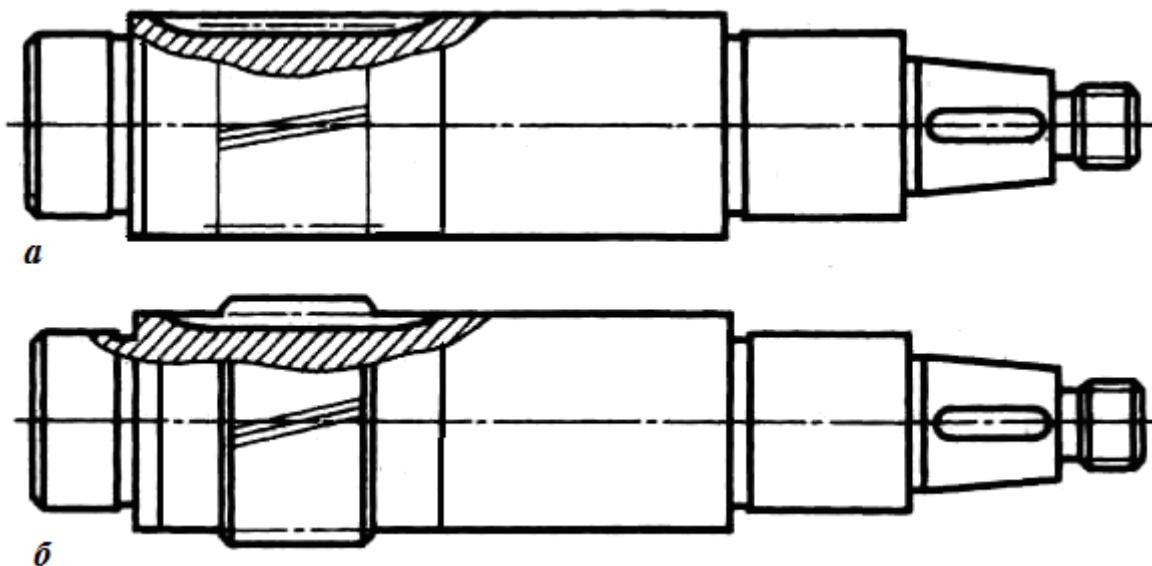


Рис. 18.4. Валы-шестерни цилиндрической передачи *a* – зубья врезаны в вал, *б* - зубья нарезаны на поверхности вала

Шестерня конической передачи располагается консольно относительно подшипников.

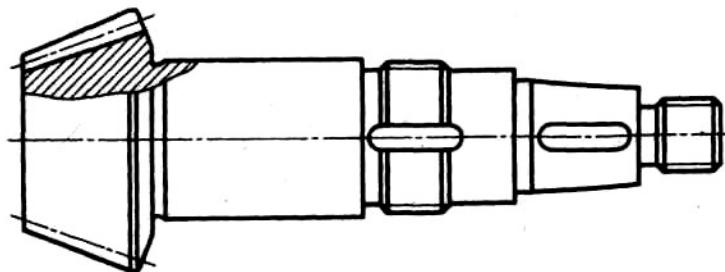


Рис. 18.5. Вал-шестерня конической передачи

Промежуточные валы не имеют концевых участков. На рис. 18.6 показан промежуточный вал двухступенчатого редуктора.

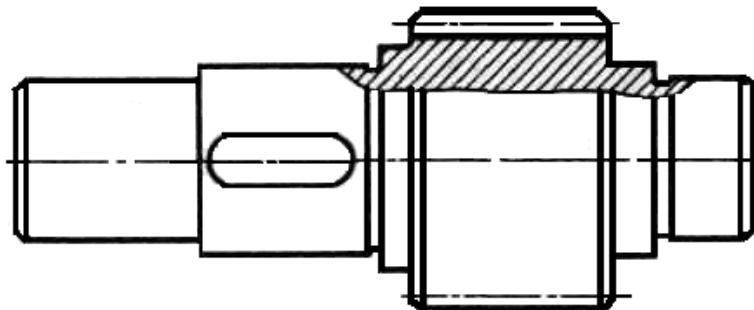


Рис. 18.6. Промежуточный вал

На самом валу нарезаны зубья шестерни тихоходной ступени. Рядом участок вала для установки колеса быстроходной ступени.



## **Валы и оси**

### **ЛЕКЦИЯ 19**

План:

19.1. Проверочный расчет валов на статическую прочность.

### **19.1. Проверочный расчет валов на статическую прочность**

Это расчет валов на статическую прочность с учетом совместного действия кручения и изгиба (сложное сопротивление).

При проведении расчетов необходимо знать величины и точки приложения нагрузок, действующих на валы, принимая при этом, что закрепленные на валах детали передают нагрузки, приложенные к середине своей ширины. Чтобы определить расстояния между точками приложения нагрузок необходимо выполнить эскизную компоновку редуктора.

В соответствии со своей схемой редуктора назначают тип подшипника. При этом учитывают следующие рекомендации:

- если передача - прямозубая цилиндрическая, то принимают шариковые радиальные подшипники;
- для цилиндрических передач с косым зубом и вала-червяка принимают радиально-упорные шариковые подшипники;
- для валов конических передач и вала червячного колеса принимают роликовые конические подшипники.

Для шевронных передач или раздвоенных цилиндрических передач с косым зубом один из валов (там, где только раздвоенное колесо или шестерня, без других колес) выполняют "плавающим", т.е. в качестве его опор принимают либо радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами, либо сферические подшипники.

Все подшипники выбирают средней или легкой серии по диаметру шейки вала под подшипником.

Эскизную компоновку редуктора выполняют на миллиметровке в масштабе 1:1 или другом машиностроительном масштабе, вычерчивая детали и узлы, установленные на валах редуктора.

Расстояния между точками приложения сил, т.е. размеры от середины подшипника до середины зуба колеса, до середины другого подшипника, до середины ширины обода шкива и т.д., находят непосредственным измерением и проставляют их на каждом валу.

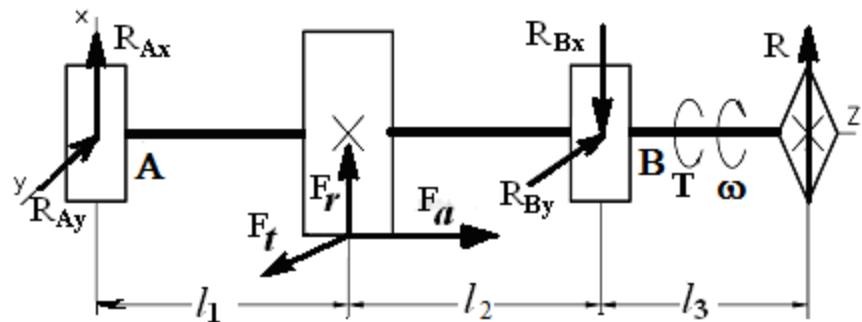
Выполнив эскизную компоновку, приступают к проверочному расчету валов.

Рекомендуется следующая методика проведения проверочного расчета вала:

- вычерчивают в изометрии расчетную пространственную схему нагружения вала, при этом вал показывают как балку на двух опорах (опоры - подшипники, которые могут быть шарнирно-подвижными (радиальные подшип-

ники), шарнирно-неподвижными (радиально-упорные подшипники);

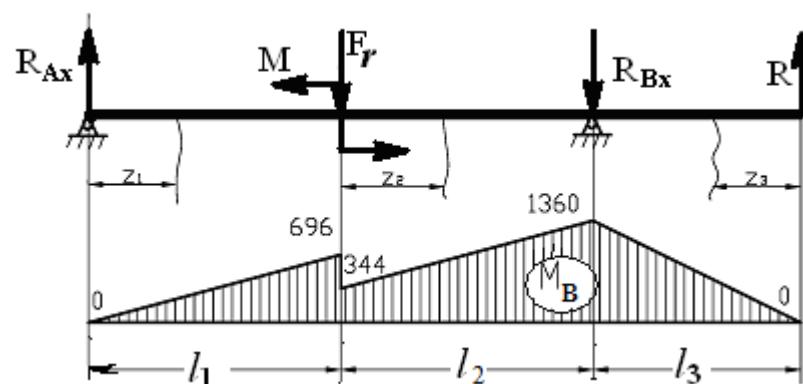
- выбирают систему координатных осей, причем ось z совмещают с осью вала;



- показывают схему нагружения вала в вертикальной плоскости, в том числе и реакции опор;

- из условия равновесия определяют направления и величины реакций опор в вертикальной плоскости;

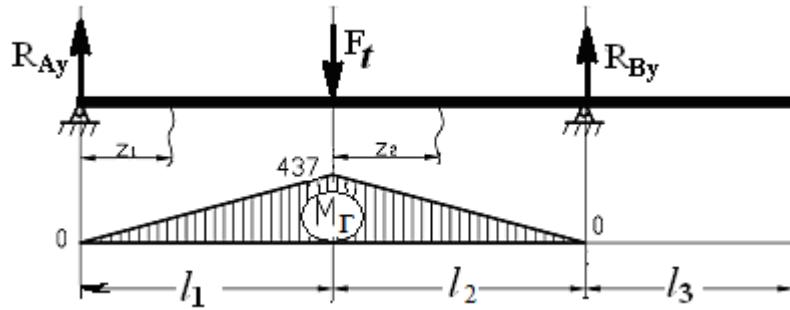
- методом сечений вычисляют значения изгибающих моментов по границам характерных участков и строят эпюру изгибающего момента в вертикальной плоскости;



- показывают схему нагружения вала в горизонтальной плоскости, в том числе и реакции опор;

- из условия равновесия определяют направления и величины реакций опор в горизонтальной плоскости;

- методом сечений вычисляют значения изгибающих моментов по границам характерных участков и строят эпюру изгибающего момента в горизонтальной плоскости;

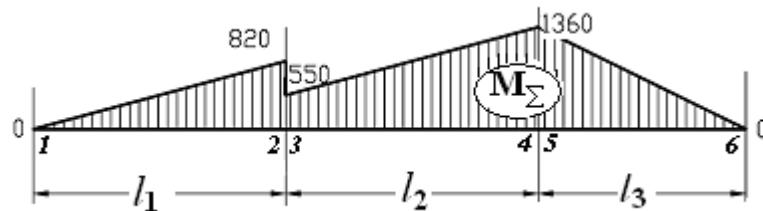


- определяют значения суммарного изгибающего момента по границам характерных участков по формуле:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_b^2 + M_r^2};$$

где  $M_b$  - значение изгибающего момента в вертикальной плоскости;  
 $M_r$  - значение изгибающего момента в горизонтальной плоскости.

- строят эпюру суммарного изгибающего момента;



- определяют значение крутящего момента на валу и строят его эпюру;



- для опасного сечения вала вычисляют эквивалентный момент по одной из гипотез прочности

$$M_{экв}^{III} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2};$$

$$M_{экв}^{IV} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75T^2};$$

- из условия прочности определяют диаметр опасного сечения вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{экв}}{0,1[\sigma]}},$$

где  $M_{экв}$  – эквивалентный момент в опасном сечении, Н·мм;

$[\sigma]$  - допускаемое напряжение, которое для стального вала принимается заниженным, обычно  $[\sigma] = 50 \dots 60$  МПа.

Полученное расчетное значение диаметра вала округляют по нормальному ряду размеров и сравнивают с принятым диаметром при ориентировочном расчете вала.

Если расчетное значение диаметра в опасном сечении вала меньше принятого при ориентировочном расчете, то следует уменьшить и диаметры других участков вала, согласно нормального ряда размеров. Но можно оставить и принятое при ориентировочном расчете, например, для ведущего вала редуктора, если его входной конец соединяется через муфту с валом электродвигателя. При этом прочность вала будет обеспечена.

Если же расчетное значение диаметра в опасном сечении вала больше принятого при ориентировочном расчете, то следует увеличить и диаметры других участков вала.

На рис. 19.1. показан пример проверочного расчета вала.

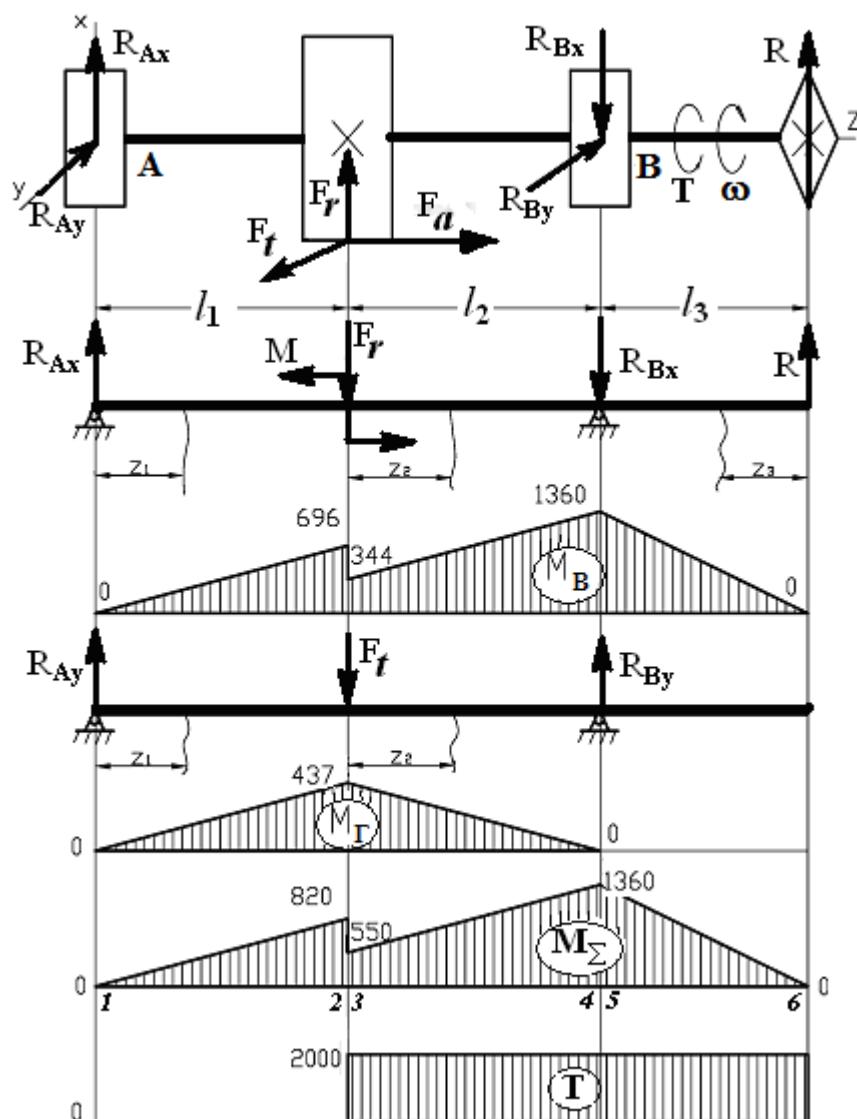


Рис. 19.1. Пример проверочного расчета вала

# **Уточненный расчет валов (расчет на усталостную прочность)**

## **ЛЕКЦИЯ 20**

План:

20.1. Понятие об усталостной прочности

20.2. Расчет вала на усталостную прочность

### **20.1. Понятие об усталостной прочности**

Прежде чем перейти к уточненному расчету вала следует вспомнить основные положения усталостной прочности, рассмотренные в курсе «СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ».

Многие детали машин в процессе работы испытывают напряжения, циклически меняющиеся во времени. Например, ковш экскаватора, зуб колеса и т.д. Опыт показывает, что при переменных напряжениях после некоторого числа циклов может наступить разрушение детали, в то время как при том же неизменном во времени напряжении разрушения не происходит.

Число циклов нагружения до разрушения зависит от величины напряжения и меняется в весьма широких пределах. При больших напряжениях для разрушения бывает достаточно 5...10 циклов (пример - алюминиевая проволока, скрепка и т.д.).

После разрушения на поверхности излома детали обнаружаются обычно две ярко выраженные зоны. В одной зоне кристаллы различаются невооруженным глазом с большим трудом. Микроповерхность излома слажена. В другой зоне явно выступают признаки свежего хрупкого излома. Кристаллы имеют острую огранку и блестящую чистую поверхность.

В целом создается первое впечатление, что подобного рода разрушение связано с изменением кристаллической структуры металла. Именно этим и объяснялось в свое время разрушение при циклических напряжениях. Описанное явление получило тогда название "усталости".

В настоящее время установлено, что структура металла при циклических нагрузках не меняется. Начало разрушения носит чисто местный характер. В зоне повышенных напряжений, обусловленных конструктивными, технологическими или структурными факторами может образоваться микротрещина. При многократном изменении напряжений кристаллы, расположенные в зоне трещины, начинают разрушаться и трещина проникает вглубь материала.

Соприкасающиеся поверхности в зоне образовавшейся трещины испытывают контактное взаимодействие, в результате чего кристаллы истираются, а поверхность приобретает вид мелкозернистой структуры. В результате развития трещины сечение ослабляется. На последнем этапе происходит внезапное разрушение. Излом имеет характерную поверхность с неповрежденными

чистыми кристаллами.

**ЦИКЛЫ НАПРЯЖЕНИЙ В ДЕТАЛЯХ МАШИН.** Многие детали машин, такие, как зубчатые колеса, валы и другие, работают в условиях, когда возникающие в них напряжения периодически изменяют свое значение или значение и знак. Например, при вращении вала, нагруженного изгибающим моментом, одни и те же волокна его оказываются то в растянутой, то в сжатой зоне.

Изменение напряжений во времени происходит по закону синусоиды. Время однократной смены напряжений называют периодом и обозначают  $T$  (рис.13.1, *a...e*).

Характеристикой напряженности детали является цикл напряжений - совокупность последовательных значений напряжений  $\sigma$  за время одного периода при регулярном нагружении.

Цикл переменных напряжений характеризуется:

- 1) максимальным напряжением  $\sigma_{\max}$ ;
- 2) минимальным напряжением  $\sigma_{\min}$ ;
- 3) средним напряжением  $\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$ ;
- 4) амплитудой цикла  $\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ ;
- 5) коэффициентом асимметрии цикла  $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ .

Если  $r = 0$  ( $\sigma_{\min} = 0$ ;  $\sigma_m = \sigma_a = 0,5 \cdot \sigma_{\max}$ ), то имеем отнулевой цикл напряжений (рис.13.1, *б*), который наблюдается при кручении вала.

Если  $r = -1$  ( $\sigma_m = 0$ ;  $\sigma_a = \sigma_{\max}$ ), то цикл напряжений называется симметричным (рис.13.1, *в*) и наблюдается при изгибе вращающегося вала.

Если  $r = 1$  ( $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma_m = \sigma_a$ ), то действуют постоянные статические напряжения.

Во всех остальных случаях - циклы напряжений асимметричные (рис. 20.1, *a*).

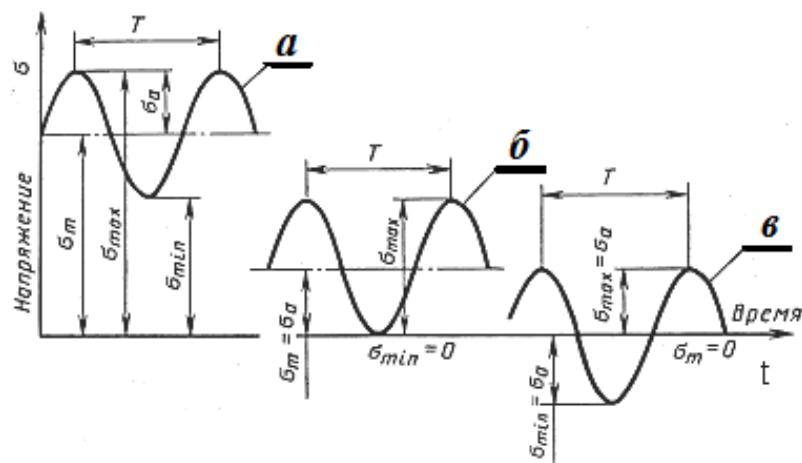


Рис. 20.1. Циклы напряжений: *а* - асимметричный; *б* - отнулевой; *в* - симметричный.

Для расчетов на прочность при повторно-переменных напряжениях требуются механические характеристики материала. Их определяют испытанием на выносливость серии стандартных (щадительно отполированных) образцов на специальных машинах. Наиболее простым является испытание на изгиб

при симметричном цикле напряжений.

Задавая образцам различные значения напряжений  $\sigma_{\max}$ , определяют число циклов  $N$ , при котором произошло их разрушение.

По полученным данным строят кривую в координатах  $\sigma_{\max} - N$ , называемую **кривой усталости** (рис. 20.2). Для получения каждой точки кривой испытывают 6...8 образцов.

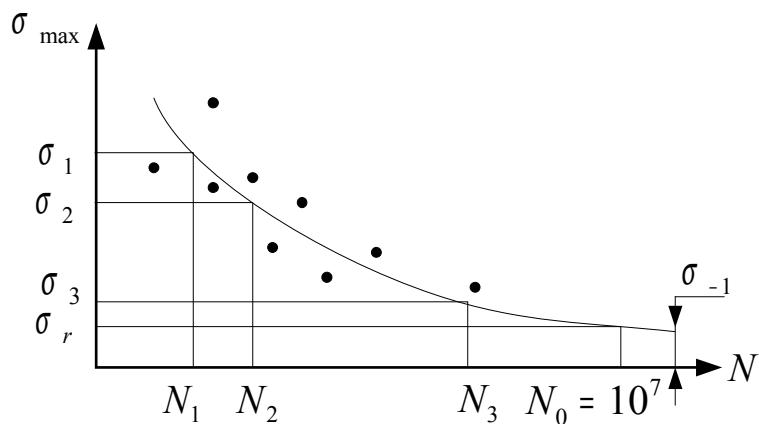


Рис. 20.2. Кривая усталости

Испытания показывают, что, начиная с некоторого напряжения  $\sigma_r$ , кривая стремится к горизонтальной асимптоте. Это означает, что при определенном напряжении  $\sigma_r$  образец, не разрушаясь, может выдержать бесконечно большое число циклов нагружений. Число циклов  $N_0$  называют базой испытаний. При испытании образца после прохождения  $N_0$  циклов опыт прекращают. Для закаленных сталей  $N_0 = 10^7$ , для цветных металлов  $N_0 = 10^8$ . Напряжение, соответствующее  $N_0$ , принимают за предел выносливости. **Пределом выносливости** называют наибольшее напряжение, при котором образец или деталь может сопротивляться без разрушения неограниченно долго, и обозначают  $\sigma_r$ .

Для образцов и деталей при коэффициенте асимметрии цикла  $r = -1$  пределы выносливости при нормальных напряжениях обозначаются  $\sigma_{-1}$ , а при отнулевом цикле ( $r = 0$ ) соответственно  $\sigma_0$ .

При отсутствии в таблицах экспериментальных данных для определения пределов выносливости принимают эмпирические соотношения. Так, например, для углеродистой стали:

$$\begin{aligned}\sigma_{-1} &\approx 0,43 \cdot \sigma_e; \\ \tau_{-1} &\approx 0,58 \cdot \sigma_{-1}; \\ \sigma_0 &\approx 1,6 \cdot \sigma_{-1}; \\ \tau_0 &\approx 1,9 \cdot \tau_{-1};\end{aligned}$$

где  $\sigma_e$  предел прочности на растяжение.

## ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ.

Экспериментально установлено, что на значение предела выносливости влияют размеры, форма и состояние поверхности деталей.

**Влияние размеров.** Чем больше абсолютные размеры поперечного сечения детали, тем меньше предел выносливости, так как возрастает вероятность существования внутренних дефектов (раковин, шлаковых включений и др.). Это учитывают коэффициентом влияния абсолютных размеров или масштабным фактором  $\varepsilon$  (величины  $\varepsilon_\sigma$  и  $\varepsilon_\tau$  для различных размеров детали приведены в справочной литературе. Индекс " $\circ$ " соответствует изгибу, " $\tau$ " - кручению).

**Влияние формы.** В местах резкого изменения формы поперечного сечения деталей (у отверстий, канавок, выточек, в резьбе, в переходных сечениях и др.) напряжения больше номинальных  $\sigma$  или  $\tau$ , определяемых по формулам сопротивления материалов (рис.20.3, *a*...*в*).

Явление местного увеличения напряжений называют концентрацией напряжений. Местные напряжения быстро убывают по мере удаления от концентратора, их вызвавшего (отверстия, канавки, паза и др.). Многократные изменения напряжений в зоне концентратора напряжений приводят к более раннему образованию трещины с последующим усталостным разрушением.

Влияние формы детали на предел выносливости учитывают эффективным коэффициентом концентрации напряжений  $K_\sigma (K_\tau)$ , равным отношению пределов выносливости при одинаковых видах нагружения двух образцов одинаковых размеров - гладкого  $\sigma_{-1} (\tau_{-1})$  и с концентратором напряжений  $\sigma_{-1k} (\tau_{-1k})$ :  $K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1k}$ ;  $K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1k}$ .

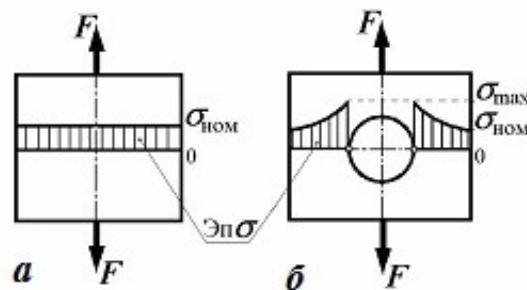


Рис. 20.3. Влияние отверстия на эпюру напряжений в растянутом образце:  
*а* - образец без концентраторов напряжений; *б* – образец с отверстием.

Концентрация напряжений значительно снижает усталостную прочность, поэтому форма деталей должна быть тщательно проработана конструктором.

**Влияние шероховатости поверхности.** С увеличением шероховатости поверхности детали предел выносливости понижается. При переменных напряжениях первичные усталостные микротрещины возникают обычно в поверхностном слое. Этому способствуют дефекты механической обработки (следы резца, шлифовального круга), являющиеся концентраторами напряже-

ний.

Для повышения несущей способности деталей широко используют разные способы поверхностного упрочнения: цементацию, нитроцементацию, азотирование, поверхностную закалку токами высокой частоты (т. в. ч.), деформационное упрочнение (наклеп) накаткой роликами или дробеструйной обработкой. Упрочнение поверхности деталей значительно повышает предел выносливости. Влияние качества поверхности и её поверхностного упрочнения учитывают коэффициентом влияния поверхностного упрочнения  $\beta$ . Для шлифованных деталей без поверхностного упрочнения принимают  $\beta = 1$ .

## 20.2. Расчет вала на усталостную прочность

Этот расчет валов заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений.

Предварительно выбирают материал вала, выписывают для него механические характеристики

Коэффициент запаса усталостной прочности определяют по формуле:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 1,5 \dots 4,$$

где  $n_\sigma$  - коэффициент запаса усталостной прочности по напряжениям изгиба;

$n_\tau$  - коэффициент запаса усталостной прочности по напряжениям кручения.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m},$$

здесь  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала вала соответственно при изгибе и кручении

$\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  - коэффициенты, учитывающие асимметрию цикла нагрузления соответственно при изгибе и кручении;

$\sigma_a$  - амплитудное значение напряжения при изгибе;

$$\sigma_a = \frac{M_\Sigma}{W_x},$$

где  $M_\Sigma$  - суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала;

$W_x$  - осевой момент сопротивления опасного сечения вала с учетом наличия в нем пазов, отверстий и т.д.;

$\beta$  – коэффициент поверхностного упрочнения;

$\sigma_m$  - среднее напряжение цикла нагружения при изгибе. Так как влияние осевой силы, действующей на вал, обычно мало по сравнению с воздействием изгибающего момента или вообще равно нулю, то цикл нагружения при изгибе считают симметричным и, следовательно,  $\sigma_m = 0$ ;

$\tau_a$  и  $\tau_m$  - касательные напряжения при кручении вала, соответственно их амплитудное и среднее значение. При отнулевом цикле нагружения они равны:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_p},$$

где  $T$  - крутящий момент в опасном сечении вала;

$W_p$  - полярный момент сопротивления опасного сечения с учетом наличия в нем пазов, отверстий и т.д.

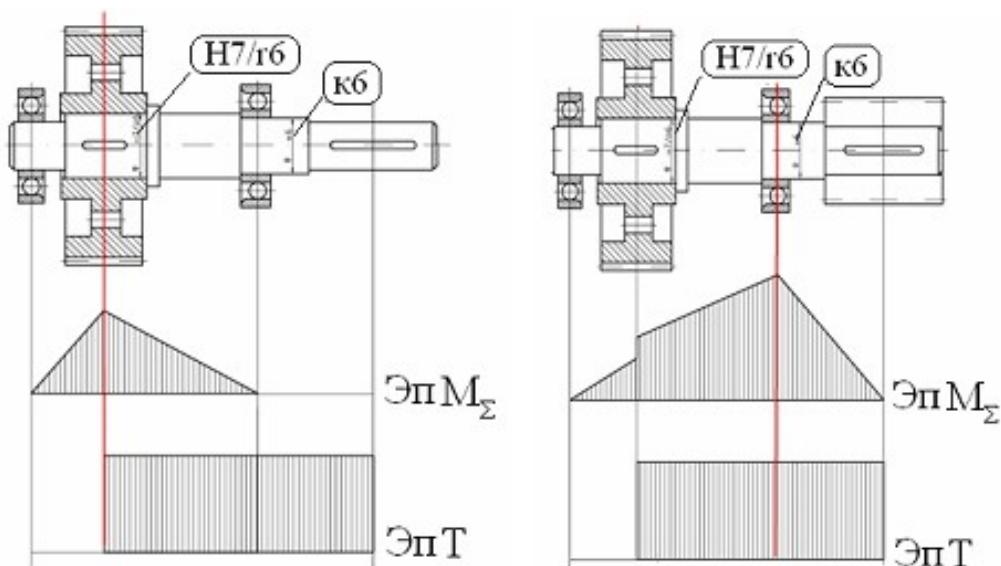


Рис.20.4. Опасное сечение вала  
под колесом

Рис.20.5. Опасное сечение вала  
под подшипником

С учетом механических характеристик материала вала по справочной литературе назначают коэффициенты концентрации напряжений для соответствующих концентраторов в характерных сечениях. Если в сечении два концентратора (например, посадка колеса на вал и шпоночный паз), то расчет ведут по тому концентратору, коэффициент концентрации которого численно больше.

При недостаточной усталостной прочности вала ( $n < 1,5$ ) меняют либо размеры вала, либо его материал, либо применяют дополнительное упрочнение (меняют коэффициент  $\beta$ ).

### Контрольные вопросы и задания

1. Что такое ось и вал, и какая между ними разница?
2. Какие различают виды осей и валов?
3. Перечислите критерии работоспособности валов.
4. Из каких материалов изготавливают оси и валы?
5. Перечислите этапы расчета валов
6. Для чего выполняют эскизную компоновку редуктора?
7. В чем смысл ориентировочного расчета вала?
8. Как рассчитывают валы на статическую прочность?
9. Сформулируйте выводы по проверочному расчету валов.
10. Как рассчитывают валы на усталостную прочность?
11. Что следует предпринять при недостаточной усталостной прочности вала?
12. Что следует предпринять при очень большой усталостной прочности вала?

# **ОПОРЫ ВАЛОВ**

## **ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ.**

### **ЛЕКЦИЯ 21.**

План:

- 21.1. Принцип работы и классификация подшипников скольжения.
- 21.2. Виды разрушения вкладышей
- 21.3. Смазывание и расчет подшипников.
- 21.4. Рекомендации по конструированию.

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машины.

В зависимости от вида трения подшипники делят на подшипники скольжения и подшипники качения.

### **21.1. Принцип работы и классификация подшипников скольжения**

Подшипники, работающие по принципу трения скольжения, называются **подшипниками скольжения**. Подшипники применяются в различных механизмах и машинах – молотах, турбинах, центрифугах, а также для валов больших диаметров. КПД  $\eta = 0,95 \dots 0,99$ .

**Достоинства** подшипников скольжения:

- малые габариты в радиальном направлении;
- хорошая восприимчивость ударным и вибрационным нагрузкам;
- возможность применения при очень высоких частотах вращения вала;
- бесшумность работы;
- возможность работы в агрессивных средах.

**Недостатки:**

- большие габариты в осевом направлении;
- постоянный надзор из-за высоких требований к смазыванию и опасности перегрева, перерыв в подаче смазочного материала ведет к выходу из строя подшипника;
- за значительный расход смазочного материала;
- необходимость применения дорогих антифрикционных материалов для вкладышей.

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш. Вкладыш - 1 изготавливают из антифрикционных материалов. Их устанавливают либо в корпусе подшипника - 2, либо непосредственно в корпусе машины. Подшипники могут быть **неразъемными** (рис. 21.1) или **разъемными** (рис.

21.2).

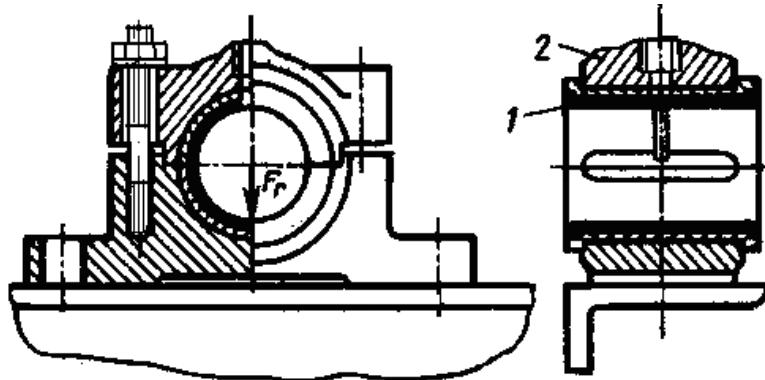


Рис. 21.1. Подшипник скольжения разъемный

Разъемный подшипник позволяет легко укладывать вал и ремонтировать подшипник путем повторных расточек вкладыша при его износе. Неразъемные подшипники дешевле.

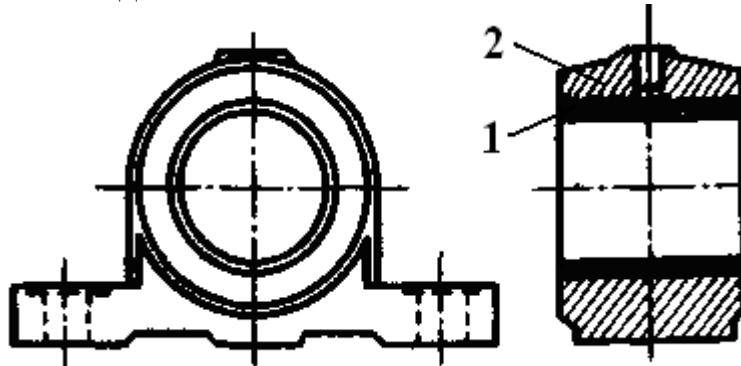


Рис. 21.2. Подшипник скольжения разъемный

**Материал.** Корпуса подшипников обычно изготавливают из чугуна. Вкладыши – из подшипниковых материалов, которые должны иметь малый коэффициент трения скольжения по стальной поверхности вала, обеспечивать малый износ трущихся поверхностей и выдерживать достаточное удельное давление. Материалы вкладышей могут быть:

- металлическими – бронзы, чугуны, баббиты, пористые спекаемые материалы;
- неметаллическими – текстолит, древесно-слоистые пластики и др;
- комбинированные – металлокерамические материалы, которые изготавливают прессованием порошков бронзы или железа с добавлением графита, меди, олова или свинца, слоистые материалы типа металл-пластмасса и др.

## 21.2. Виды разрушения вкладышей

В процессе работы подшипников может происходить **абразивный износ** вкладышей, **заедание** и **усталостное выкрашивание**.

Долговечность подшипника определяется интенсивностью износа. Работа подшипника сопровождается износом вкладыша и цапфы, что нарушает правильную работу механизма и самого подшипника. Если износ превышает норму, то подшипник бракуют.

Перегрев подшипника является основной причиной его разрушения. С повышением температуры в подшипнике понижается вязкость масла и увеличивается вероятность заедания цапфы в подшипнике. В конечном результате заедание приводит к выплавлению вкладыша.

При действии переменных нагрузок поверхность вкладыша может выкрашиваться вследствие усталости. Усталостное выкрашивание происходит при малом износе и наблюдается сравнительно редко.

### 21.3. Смазывание и расчет подшипников

Для уменьшения потерь энергии на преодоление трения, обеспечения износостойкости, отвода теплоты из зоны контакта, удаления продуктов изнашивания и предохранения от коррозии применяют смазочные материалы.

Смазочные материалы делят на **твердые** (графит, слюда), **пластичные** (литол, солидол, консталин), **жидкие** (органические и минеральные масла) и **газообразные**. Наиболее распространенные жидкие и пластичные смазочные материалы. Нередко используют специальные присадки, которые придают смазочному материалу новые свойства – противозадирные, противоизносные и др.

Масло подводится в подшипник по ходу вращения цапфы сверху или сбоку. По длине цапфы масло распределяется с помощью смазочных канавок. Масло подают в подшипник самотеком с помощью специальных устройств или под давлением с помощью насосов.

В подшипниках скольжения может быть полужидкостная и жидкостная смазка, переходящая последовательно одна в другую по мере возрастания угловой скорости.

Вращающий вал увлекает смазочный материал в клиновой зазор между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, вследствие которой цапфа всплывает по мере увеличения скорости (рис. 21.3).

В период пуска, когда скорость скольжения мала, большая часть поверхности трения разделена тонкой масляной пленкой. При увеличении скорости цапфа всплывает и толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные выступы труящихся поверхностей остаются не разделенными смазочным материалом. Смазка в этом случае будет **полужидкостная**.

При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении определенных условий появляется сплошной устойчивый слой масла, полностью разделяющий шероховатости поверхностей трения (рис. 21.4). Возникает **жидкостная** смазка, при которой изнашивание и заедание отсутствуют.

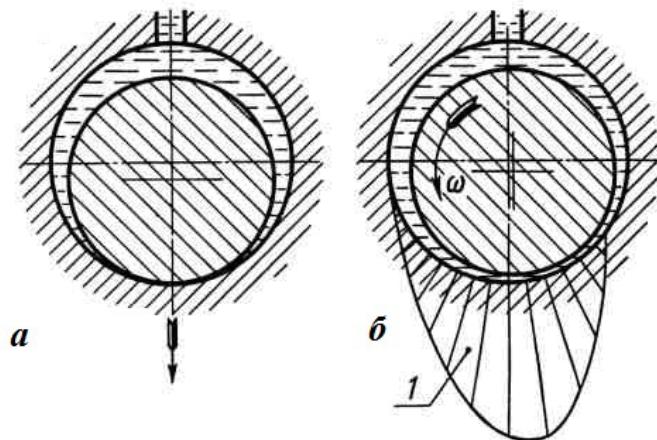


Рис. 21.3. Положение цапфы в подшипнике в состоянии покоя (а) и при вращении (б): 1 - эпюра давлений в масляном слое

Толщина слоя масла при этом должна быть больше суммы микронеровностей цапфы и вкладыша, т.е.  $h > \delta_1 + \delta_2$ .

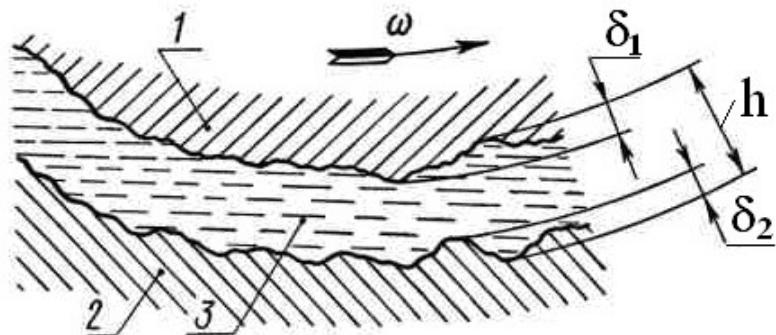


Рис. 21.4. Расположение поверхностей трения при жидкостной смазке: 1 – цапфа; 2 – вкладыш; 3 – слой масла.

При малой угловой скорости вала создается **границная смазка**, когда трещущиеся поверхности не разделены слоем смазывающего материала, но на поверхности цапфы и вкладыша имеется тонкая адсорбированная масляная пленка толщиной около 0,1 мкм.

Большинство подшипников скольжения работают в условиях полужидкостной смазки, а в период пуска и останова – в условиях граничной смазки.

Граничная и полужидкостная смазка объединяются одним понятием – **несовершенная смазка**.

**Основным критерием работоспособности** подшипника скольжения является износстойкость трещущейся пары – сопротивлению изнашиванию и заеданию.

Для оценки работоспособности и надежности подшипников, работающих в режиме несовершенной смазки, служат среднее давление на трещущихся поверхностях  $p_m$  и удельная работа сил трения  $p_m v$ , где  $v$  – окружная скo-

рость поверхности цапфы.

Расчет по среднему давлению гарантирует невыдавливаемость смазки, а расчет по удельной работе сил трения – нормальный тепловой режим и отсутствие заедания.

Для подшипников, работающих в режиме жидкостной смазки, выполняют специальный расчет, гарантирующий достаточную толщину масляного слоя и отвод теплоты.

## 21.4. Рекомендации по конструированию

1. Вкладыши выполняют без буртиков или с буртиками. Буртики служат для восприятия осевых нагрузок и фиксации вкладышей от осевого смещения.

Толщина стенки вкладыша  $\delta$  зависит от диаметра цапфы  $d$  и материала.

для чугунных вкладышей  $\delta = 0,03 d + (2 \dots 5)$  мм;

для бронзовых -  $\delta = 0,03 d + (1 \dots 3)$  мм;

для баббитовых -  $\delta = 0,1 \dots 0,5$  мм, с увеличением толщины его прочность уменьшается.

Существенное значение имеет выбор отношения  $l/d$  вкладыша, где  $l$  – длина вкладыша, а  $d$  – диаметр его отверстия. Чем больше длина вкладыша, тем опаснее перекос осей вала и вкладыша. Оптимальным считается  $l/d = 0,5 \dots 0,9$ .

2. Вкладыши жестко закрепляют в корпусе для предохранения от проворачивания и осевого смещения.

3. Регулирование зазора в разъемных подшипниках производят смещением вкладышей, например, подбором прокладок.

### Контрольные вопросы и задания

1. В каких областях машиностроения применяют подшипники скольжения?

2. Каким основным требованиям они должны удовлетворять?

3. Перечислите достоинства и недостатки подшипников скольжения.

4. Что является главным элементом в подшипнике скольжения?

5. Назовите критерии расчета подшипников скольжения.

6. Какие материалы рекомендуют применять для вкладышей подшипников?

7. Назовите виды разрушения подшипников скольжения.

8. Какие рекомендуют смазочные материалы для подшипников скольжения?

9. Поясните понятие «несовершенная смазка» подшипника скольжения.

10. Перечислите основные рекомендации по конструированию подшипников скольжения.

# **ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ**

## **ЛЕКЦИЯ 22.**

План:

22.1. Принцип работы и классификация подшипников качения.

22.2. Виды разрушения подшипников качения. Критерии их работоспособности

22.3. Практический расчет (подбор) подшипников качения по долговечности или динамической грузоподъемности

### **22.1. Принцип работы и классификация подшипников качения**

Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения на трение качения, при котором коэффициент трения  $f = 0,0015 \dots 0,006$ . Конструкция подшипников качения (внутреннее и наружное кольца, тела качения и сепаратор) позволяет производить их в массовых количествах различных размеров. Они стандартизированы и изготавляются на ряде специализированных заводов.

Подшипники качения **классифицируют** по следующим параметрам:

1. По форме тел качения

- шариковые (радиальные (рис. 22.1, 1) и радиально-упорные (рис. 22.1, 2);

- роликовые (с цилиндрическими (рис. 22.2,4), коническими (рис. 22.2, 5), игольчатыми (рис. 22.2, 7) и витыми роликами).

2. По направлению воспринимаемой нагрузки

- радиальные;

- упорные (рис. 22.3);

- радиально-упорные.

*Радиальные шариковые* подшипники - наиболее простые и дешевые.

Они допускают небольшие перекосы вала и могут воспринимать осевые нагрузки, но меньшие радиальных.

*Радиальные роликовые* подшипники допускают значительно большие нагрузки, чем шариковые. Однако они не воспринимают осевые нагрузки и плохо работают при перекосах вала.

*Самоустанавливающиеся* шариковые 2 и роликовые 6 подшипники допускают значительный перекос вала (до 2...30). Они имеют сферическую поверхность наружного кольца и ролики бочкообразной формы. Эти подшипники допускают небольшие осевые нагрузки.

Применение *игольчатых* подшипников 7 позволяет уменьшить габариты при значительных нагрузках.

*Упорный* подшипник 8 воспринимает только осевые нагрузки и плохо работает при перекосе оси.

3. По габаритам:

- сверхлегкая серия;
- особолегкая серия;
- легкая серия;
- средняя серия;
- тяжелая серия.

В каждой серии могут быть подшипники различной ширины:

- узкие;
- нормальные;
- широкие

4. По классам точности:

- 0- нормальный класс точности,
- 6- повышенный,
- 5- высокий,
- 4- особо высокий,
- 2- сверх высокий.

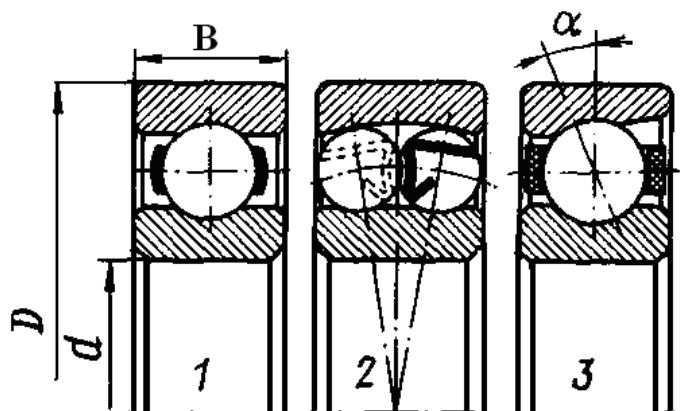


Рис. 22.1. Шарикоподшипники

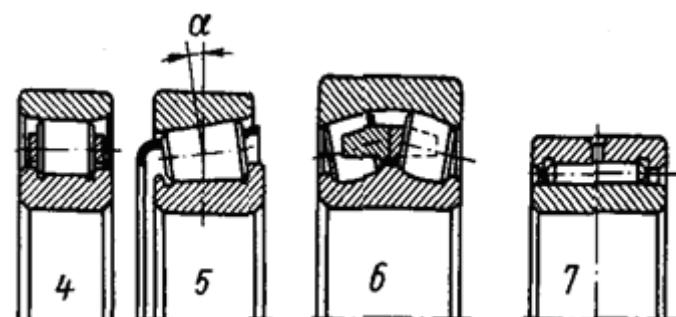


Рис. 22.2. Роликоподшипники

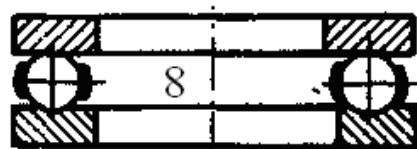


Рис. 22.3. Упорный подшипник

### **Достоинства подшипников качения:**

- сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников;
- малые потери на трение и незначительный нагрев;
- высокая степень взаимозаменяемости;
- малый расход смазки;
- не требуют особого внимания и ухода.

### **Недостатки:**

- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
- малая надежность в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепараторов от действия центробежных сил;
- сравнительно большие радиальные размеры;
- шум при больших скоростях.

**Материал.** Тела качения и кольца изготавливают из высокопрочных подшипниковых хромистых сталей ШХ15, ШХ20 и др. с термообработкой обеспечивающей высокую твердость и последующим шлифованием и полированием.

Большинство сепараторов выполняют штампованными из стальной ленты. При повышенных окружных скоростях (более 10...15 м/с) применяют массивные сепараторы из латуни, бронзы, дюраалюминия или пластмассы

## **22.2. Виды разрушения подшипников качения. Критерии их работоспособности**

**Условия работы подшипника качения.** На поверхности контакта колец и шариков действуют переменные контактные напряжения. С этим связан *усталостный характер разрушения* рабочих поверхностей деталей подшипника (выкрашивание). Сопротивление усталости подшипника зависит от того, какое из колец вращается — внутреннее или внешнее.

**Кинематика подшипника.** В роликовых подшипниках наблюдается чистое качение. В шариковых подшипниках наряду с трением качения наблюдается трение скольжения. Это создает дополнительный износ и потери в шариковых подшипниках. Потери и износ в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых.

**Динамика подшипника.** Каждый шарик или ролик подшипника прижат к наружному кольцу центробежной силой. У высокоскоростных подшипников влияние центробежных сил возрастает. Особенно неблагоприятны центробежные силы для упорных подшипников. Они расклинивают кольца и могут давить на сепаратор, повышая трение и износ. Поэтому допускаемые частоты вращения для упорных подшипников значительно ниже, чем для радиальных и радиально-упорных.

**Основные критерии работоспособности и расчета.** Можно отметить следующие основные причины потери работоспособности подшипников ка-

чения.

- Усталостное выкрашивание наблюдается после длительного времени работы в нормальных условиях.
- Износ наблюдается при недостаточной защите от абразивных частиц (пыли и грязи).
- Разрушение сепараторов дает значительный процент выхода из строя подшипников качения, особенно быстроходных.
- Раскалывание колец и тел качения связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекосы колец, заклинивание и т. п. При нормальной эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.
- Остаточные деформации на беговых дорожках в виде лунок и вмятин наблюдаются у тяжелонагруженных тихоходных подшипников.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных:

- по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивания),
- по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций.

### **22.3. Практический расчет (подбор) подшипников качения по долговечности или динамической грузоподъемности**

Экспериментально установлена грузоподъемность каждого типоразмера подшипника. Поэтому при проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по условным формулам.

Условие подбора:

$$C_{PACЧ} \leq C_{КАТАЛ},$$

где  $C$  - номинальная динамическая грузоподъемность, кН.

Номинальная динамическая грузоподъемность и номинальный срок службы связаны эмпирической зависимостью:

$$C = R_3 \sqrt[ρ]{L},$$

где  $L$  - номинальный срок службы, долговечность в миллионах оборотов;

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6},$$

где  $n$  – частота вращения вала, на котором установлен подшипник, об/мин.;

$L_h$  - срок службы подшипников.

Рекомендуется:

$L_h \geq 8000$  час - для механизмов, работающих с перерывами, например лифты;

$L_h \geq 12000$  час - для механизмов при односменной работе с переменным режимом;

$L_h \geq 20000$  час - для механизмов, работающих с полной нагрузкой в одну смену;

$L_h \geq 40000$  час - для механизмов при круглосуточной работе и среднем режиме нагрузки.

$R_{\vartheta}$  - эквивалентная нагрузка, кН;

$p$  - показатель степени ( $p=3$  - для шариковых и  $p=10/3$  - для роликовых подшипников).

Эквивалентная нагрузка  $R_{\vartheta}$  определяется по формуле

$$R_{\vartheta} = (XVR_r + YF_{an}) \cdot K_B \cdot K_T,$$

где  $R_r$  и  $F_{an}$  - радиальная и осевая нагрузки на подшипник;

$X$  и  $Y$  - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

$V$  - коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца  $V=1$ , при вращении наружного кольца  $V=1,2$ ;

$K_B$  - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки: спокойная нагрузка -  $K_B = 1$ , нагрузка с умеренными толчками -  $K_B = 1,3 \dots 1,8$ , ударная нагрузка -  $K_B = 2 \dots 3$ ;

$K_T$  - температурный коэффициент,  $K_T = 1$  при температуре до  $100^{\circ}\text{C}$ .

Коэффициенты радиальной  $X$  и осевой  $Y$  нагрузок, выбирают по справочной литературе. Они зависят от отношения

$$\frac{F_{an}}{VR_r} \text{ и } \frac{F_a}{C_0},$$

где  $F_a$  – осевая сила в зацеплении установленной детали на валу;

$C_0$  - статическая грузоподъемность подшипника.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие реакций, которые определяются следующим образом:

- для шариковых радиально-упорных  $R_s = eR_r$ ;

- для конических роликовых подшипников  $R_s = 0,83eF_r$ ,

где  $e$  – коэффициент осевого нагружения.

Суммарная осевая нагрузка подшипника зависит от расположения его на валу («враспор» или «врастяжку»), направления внешней осевой силы  $F_a$  (осевая сила в зубчатом или червячном зацеплении) и соотношения состав-

ляющих реакций подшипников  $R_{SA}$  и  $R_{SB}$ .

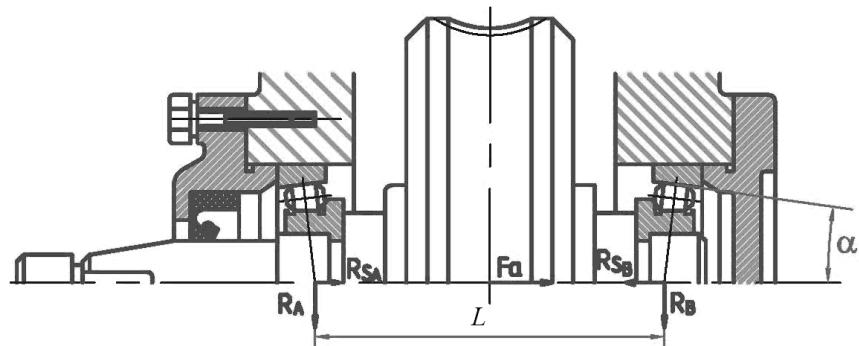


Рис. 22.4. Пример установки вала на роликовых конических подшипниках «враспор»

Для определения осевой нагрузки  $F_{ax}$  находят алгебраическую сумму всех внешних осевых сил  $F_a$ , действующих в передачах, и осевых составляющих  $R_s$  от радиальных нагрузок подшипников.

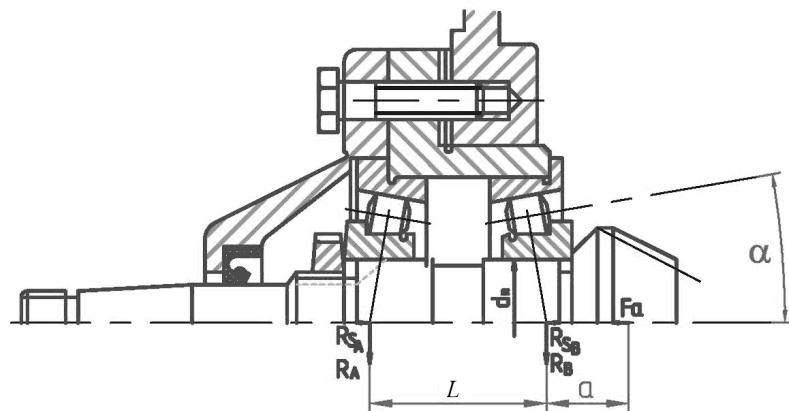


Рис. 22.5. Пример установки вала на конических роликоподшипниках «врастяжку»

Если условия подбора не соблюдаются необходимо изменить серию подшипника, тип подшипника или установить на одной опоре сдвоенные подшипники.

### Контрольные вопросы и задания

1. Из каких деталей состоят подшипники качения?
2. Какие материалы применяют для изготовления деталей подшипников качения?
3. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
4. Приведите классификацию подшипников качения по форме тел качения.
5. Приведите классификацию подшипников качения по направлению воспринимаемой нагрузки

6. Что представляют собой стандартные размерные серии подшипников качения?

9. Какие различают основные виды шарико- и роликоподшипников по конструкции и где их рекомендуют применять/применяют?

10. Перечислите виды разрушения подшипников качения.

11. Назовите критерии работоспособности подшипников качения.

12. Как подбирают подшипники качения по ГОСТу?

# КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ И МУФТЫ

## КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ

### ЛЕКЦИЯ 23.

План:

- 23.1. Конструирование подшипниковых узлов, стаканов и крышек.
- 23.2. Смазочные устройства и уплотнения.

### 23.1. Конструирование подшипниковых узлов, стаканов и крышек

При установке подшипников в корпус редуктора различают подшипники фиксированные или плавающие (рис. 23.1.)

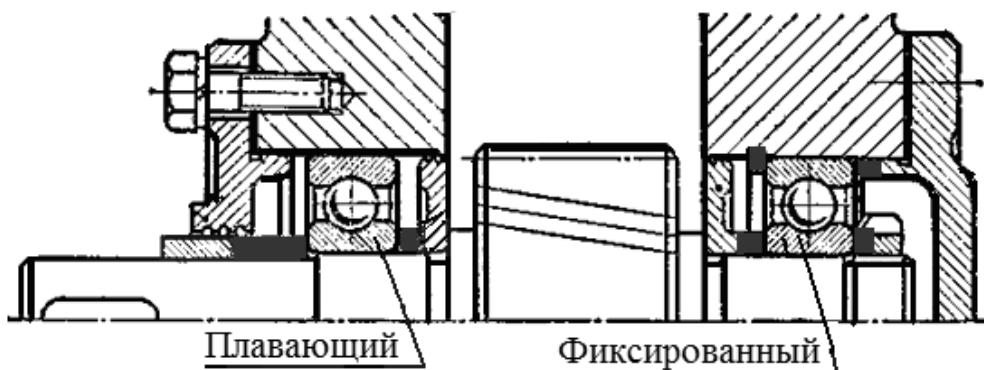


Рис. 23.1. Конструкция подшипниковых узлов.

**Крепление подшипников на валах.** Чтобы внутреннее кольцо подшипника было установлено на валу точно, без перекоса, его необходимо поджимать к заплечику вала так, чтобы оно прилегало своей плоской торцевой поверхностью. Рассмотрим способы крепления подшипников на валу, которые применяют при нагружении вала значительными осевыми силами (рис. 23.2).

Шлицевую шайбу от самопроизвольного откручивания стопорят много-лапчатой шайбой. В случае крепления концевой шайбой, штифт фиксирует шайбу от поворота относительно оси вала. Чтобы концевые шайбы при высоких частотах вращения не вызывали дисбаланса, их центрируют по отверстию подшипника (рис. 23.2, в) или по валу (рис. 23.2, г). Широкое распространение получили крепления подшипников пружинными упорными кольцами, которые вставляют в канавки на валу (рис. 23.3). Для устранения зазора между подшипником и пружинным кольцом 1 устанавливают компенсаторное кольцо 2. Некоторые фирмы, например «SEEGER» (Германия) рекомендуют лапчатые или изогнутые пружинные кольца, которые лучше прижимают под-

шипники к торцу заплечика вала без дополнительных компенсаторов.

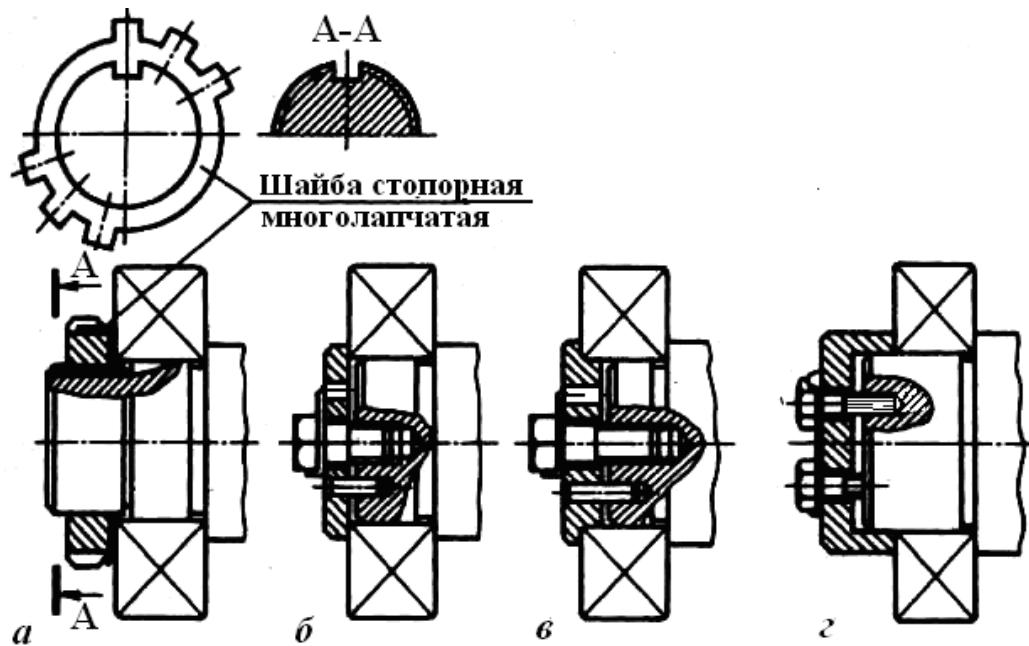


Рис. 23.2. Способы крепления подшипников на валу:  
а – круглой шлицевой гайкой; б, в, г, – концевой шайбой

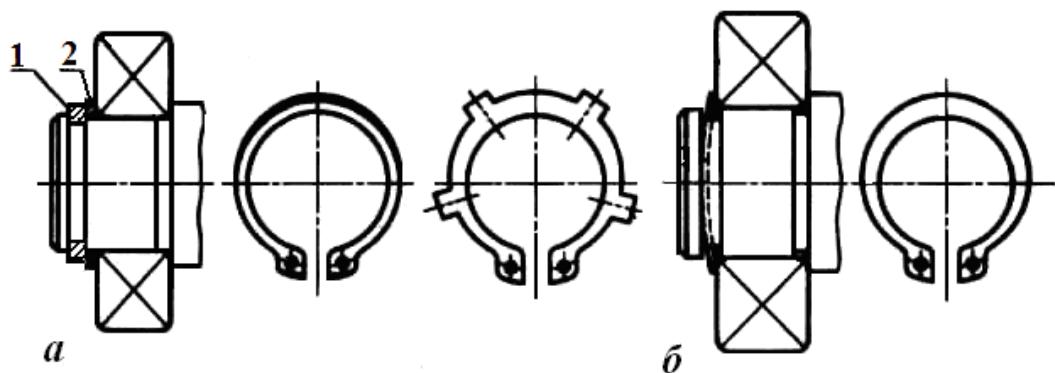


Рис. 23.3. Способы крепления подшипников на валу: а - плоскими кольцами и б -изогнутыми кольцами

**Крепление подшипников в корпусе.** Широко применяют простой и надежный способ закрепления подшипника в корпусе крышкой привертной (рис. 23.4, а) или закладной (рис. 23.4, б). Устанавливают пружинные изогнутые (рис. 23.4, в) или плоские (рис. 23.4, г) кольца. В легко нагруженных опорах при отсутствии осевых сил применяют крепление с помощью пластин с раздвоенными концами (рис. 23.4, д). Рассмотренные способы установки подшипников в корпус равнозначны.

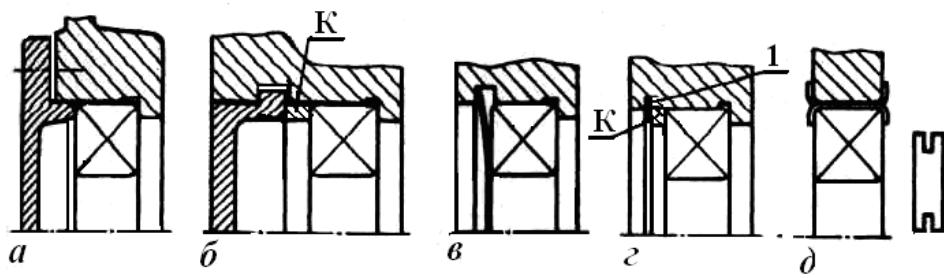


Рис. 23.4. Способы крепления подшипников в корпусе: 1 – пружинное кольцо, К – компенсаторное кольцо

**Регулирование осевого зазора в подшипниках.** В некоторых подшипниках (радиальных и радиально-упорных шариковых, радиальных сферических и роликовых) осевые зазоры между кольцами и телами качения созданы при изготовлении подшипников. В других (конических роликовых) осевые зазоры устанавливают при сборке механизма.

Наличие зазоров в подшипниках обеспечивает легкое вращение вала, а их отсутствие увеличивает сопротивление вращению, но повышает жесткость опор и точность вращения вала.

При конструировании подшипникового узла предусматривают различные способы создания зазоров оптимальной величины. В подшипнике различают радиальные и осевые зазоры, которые связаны между собой определенной зависимостью. При изменении одного зазора изменяется и другой. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке механизма чаще всего осевым смещением наружных или внутренних колец.

**Регулирование подшипников осевым смещением наружных колец** возможно набором тонких металлических прокладок 1 (рис. 23.5, а), устанавливаемых под фланцем крышки подшипника, винтом, вворачиваемым в корпус (рис. 23.5, б) или воздействием винта 1 на шайбу 2 (рис. 23.5, в).

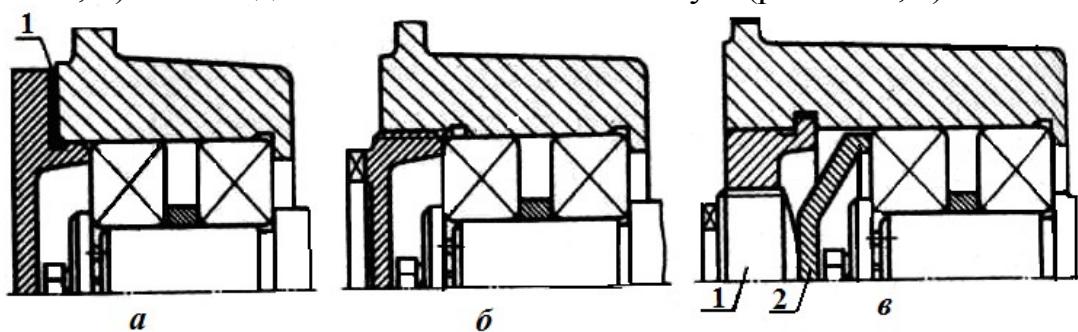


Рис. 23.5. Способы осевого смещения наружных колец подшипников

**Регулирование подшипников осевым смещением внутренних колец** проводят поджимом торцевой шайбы 1. Между торцами вала и шайбы устанавливают набор тонких металлических прокладок 2 (рис. 23.6, а). Шайбу крепят к торцу вала винтом и стопорят. Регулирование возможно шлицевой

гайкой (рис. 23.6, б).

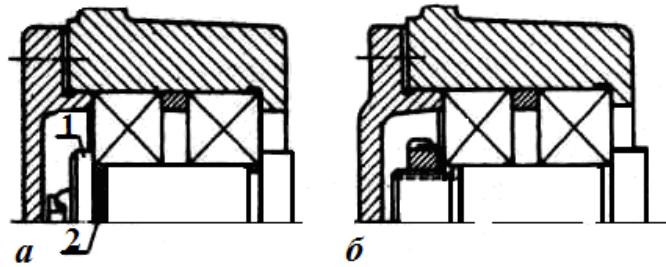


Рис. 23.6. Способы осевого смещения внутренних колец подшипников

Установка радиальных подшипников приведено на рис. 23.7, 23.8, а. Регулирование производят набором прокладок, установленных между корпусом и крышкой подшипника, оставляя зазор  $a = 0,2 \dots 0,5$  мм для компенсации тепловых деформаций.

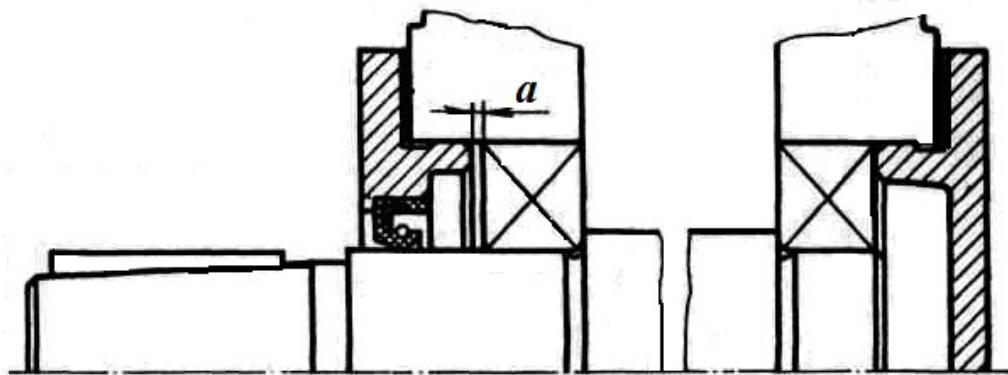


Рис. 23.7. Установка радиальных подшипников, закрытых привертными крышками

Регулирование радиально-упорных подшипников при применении закладных крышек показано на рис. 23.8, б, где воздействуют винтом 1 на самонавинчивающуюся шайбу 2.

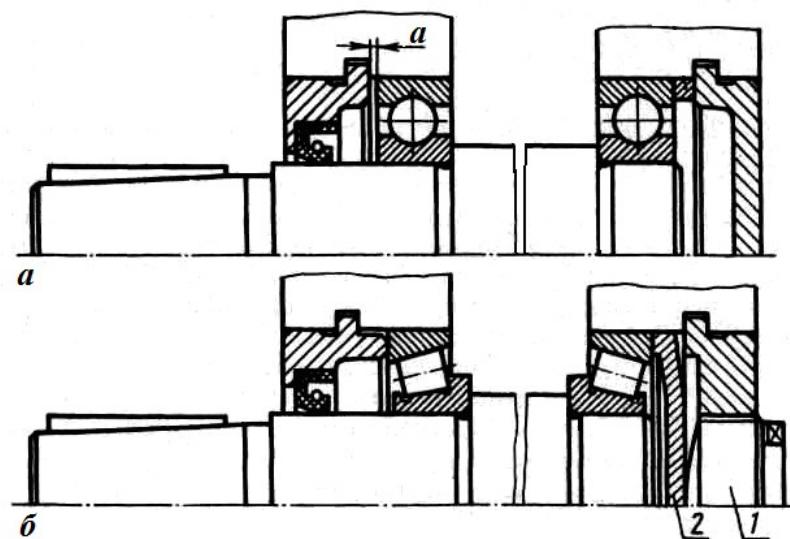


Рис. 23.8. Установка подшипников, закрытых закладными крышками

Установка подшипников на промежуточном валу показана на рис. 23.9

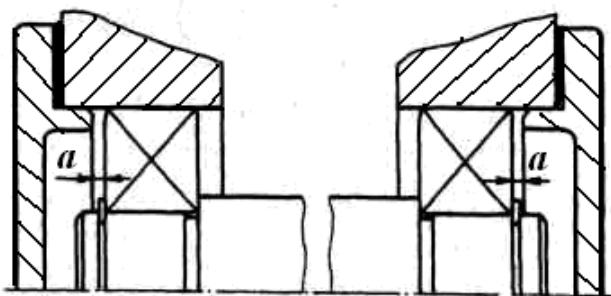


Рис. 23.9. Установка подшипников на промежуточном валу

В соосном двухступенчатом редукторе на внутренней стенке корпуса редуктора располагают разные по габаритам подшипники соосных валов 1 и 2. На рис.23.10 показаны варианты установки подшипников соосных валов.

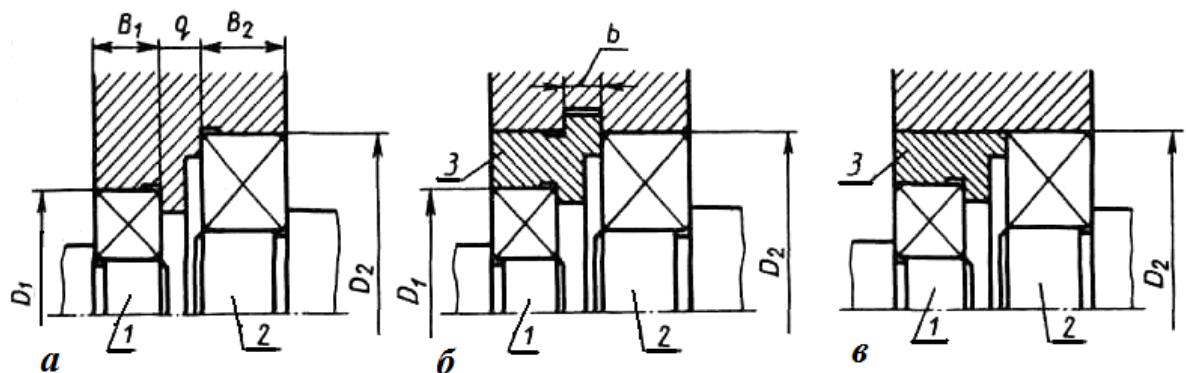


Рис.23.10. Варианты установки подшипников соосных валов

При выборе варианта исполнения можно руководствоваться следующим:

- при исполнении по варианту рис. 23.10, *a* точность базирования выше, так как здесь нет дополнительной детали со своими погрешностями и нет дополнительных сопряжений ее с корпусом;

при постановке кольца 3 в случае применения в опорах радиальных шариковых подшипников вариант по рис. 23.10, *b* следует предпочесть варианту по рис. 23.10, *c*, как более простой и экономичный. Само собой разумеется, что при подборе подшипников следует учитывать осевые силы, действующие как на вал 1, так и на вал 2.

В радиально-упорных подшипниках от радиальных нагрузок возникают осевые силы, дополнительно нагружающие подшипники. Поэтому в случае применения в опорах валов таких подшипников надо расчетом определить, не будут ли подшипники вала 1 перегружены осевыми силами, действующими со стороны подшипников вала 2. При благоприятном результате расчета опоры валов следует проектировать по рис. 23.10, *c*. Если же осевые силы со стороны вала 2 вызывают чрезмерное увеличение размера подшипников вала 1,

опоры валов следует проектировать по рис. 23.10, б.

Для создания самостоятельного сборочного комплекта вала с подшипниками в некоторых конструкциях подшипниковых узлов применяют **чугунные стаканы** (рис. 23.11). В подшипниковом узле вала-шестерни конической передачи стакан является обязательным, с его помощью производят регулировку зубчатого зацепления. Пример установки подшипников в стакан приведен на рис. 23.12.

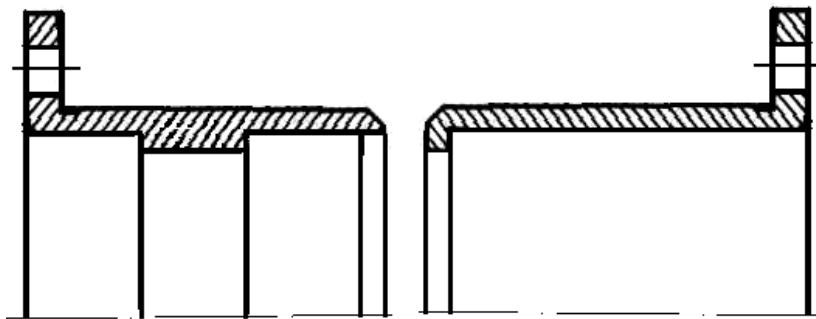


Рис. 23.11. Конструкции стаканов

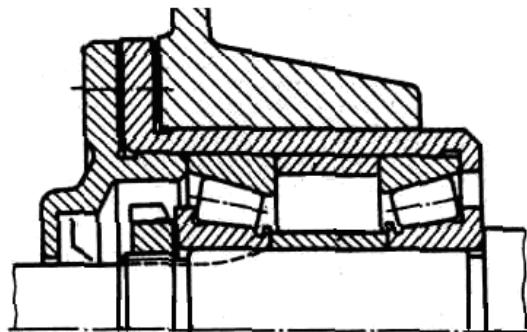


Рис. 23.12. Установка подшипников в стакан

Крышки подшипников изготавливают из чугуна СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные (рис. 23.7) или закладные (рис. 23.8). Определяющим при конструировании крышки является диаметр D отверстия в корпусе под подшипник.

Привертные крышки выполняют обычно круглой формы. При этом размер фланца крышки определяют из условия размещения винта крепления крышки к корпусу. При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае, у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм. Толщину стенки, диаметр и число винтов крепления крышки рекомендуют выбирать в зависимости от наружного диаметра подшипника D.

Закладные крышки применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема по осям валов. Эти крышки удерживает выступ, для которого в корпусе протачивают канавку. Размеры крышек также зависят от диаметра D.

## 23.2. Смазочные устройства и уплотнения

Для защиты от загрязнения извне и для предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжают **уплотняющими устройствами**.

Различные типы *контактных уплотнений* применяют при окружных скоростях до 10 м/с. Эти уплотнения обладают высокой надежностью и хорошими уплотняющими свойствами. Различают **фетровые** или **войлочные кольца** - сальниковые уплотнения, используемые при мелкосерийном производстве и при  $v < 3 \text{ м/с}$  (рис. 23.13, *а*); **манжеты из маслостойкой резины**, прижимаемой пружиной к цапфе вала (рис. 23.13, *б*).

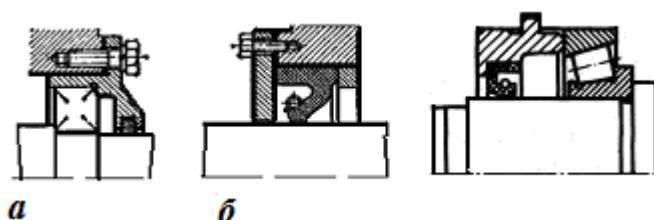


Рис. 23.13. Контактные уплотнения

**Бесконтактные уплотнения.** **Щелевые уплотнения** (рис. 23.14, *а*) применяют для подшипниковых узлов, работающих в чистой среде при скоростях до 5 м/с и пластичной смазке. Зазор в канавках заполняется смазкой

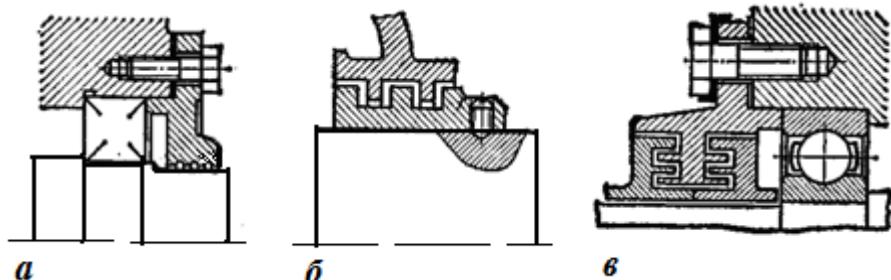


Рис. 23.14. Бесконтактные уплотнения

**Лабиринтные уплотнения** (рис. 23.14, *б*, *в*) являются *наиболее совершенными* из всех средств защиты подшипниковых узлов. Являясь бесконтактными, они пригодны для работы при любых скоростях. Зазор в лабиринтах заполняется пластичной смазкой независимо от вида смазки подшипника *б* — радиальный лабиринт, *в* — осевой лабиринт.

При сильно загрязненной внешней среде применяют *комбинированные уплотнения*, например сочетание лабиринтного уплотнения с фетровым кольцом.

Для ограничения попадания в подшипниковую камеру жидкого масла из корпуса редуктора применяют специальные врачающиеся шайбы — *а* или маслосбрасывающие кольца — *б* (рис. 23.15).

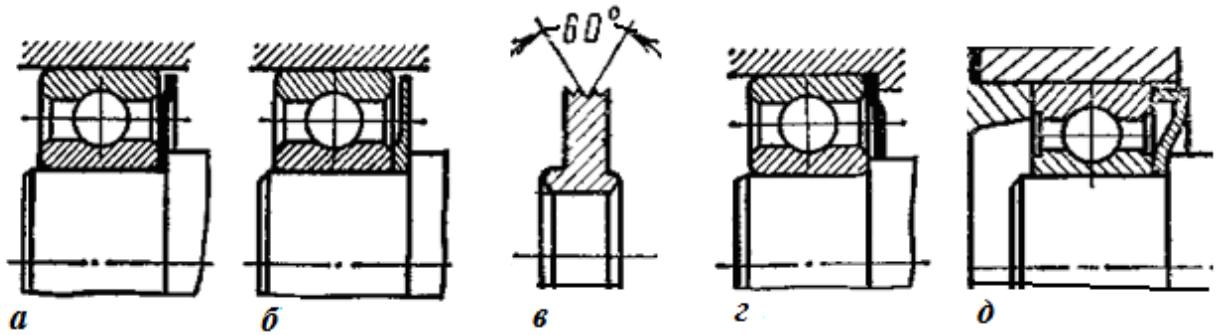


Рис.23.15. Способы защиты подшипников

При смазке пластичными смазочными материалами подшипники надо изолировать и от внутренней плоскости корпуса редуктора, в противном случае содержащееся в корпусе жидкое масло вымывает густую смазку из подшипниковой камеры. С этой целью применяют мазеудерживающие кольца - *в*, специальные кольца из стали и найлона - *г*, пластмассовые, или металлические неподвижные шайбы - *д*.

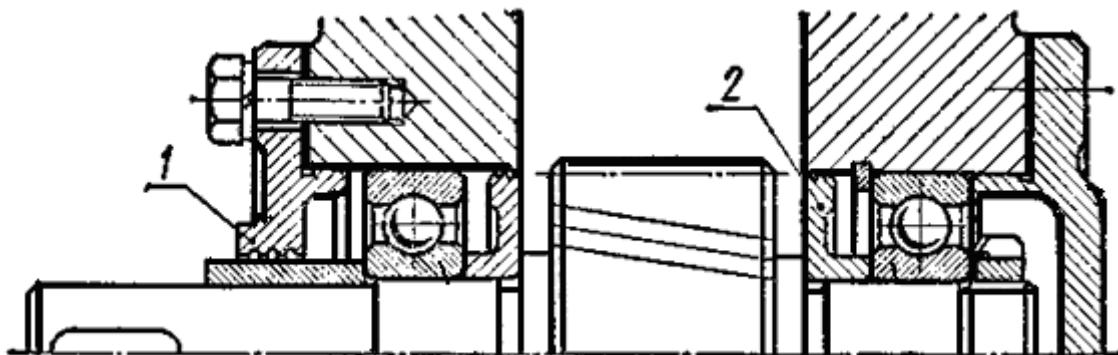


Рис. 23.16. Вал в сборе: 1 – крышка с уплотнением; 2 - мазеудерживающее кольцо

На рис. 23. 16 показан вал- шестерня цилиндрической передачи в сборе.

## **КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ**

### **ЛЕКЦИЯ 24.**

План:

24.1. Конструирование корпусных деталей редуктора

### **24.1. Конструирование корпусных деталей редуктора**

**Корпус редуктора** служит для размещения в нем деталей передачи, для предохранения этих деталей от загрязнения, организации системы смазки и восприятия усилий, возникающих при работе. Соответственно функциональному назначению корпус должен быть достаточно жестким и прочным, обеспечивать плотность соединений и, учитывая его сложную конфигурацию, быть достаточно технологичным в производстве.

Наиболее полно отвечают этим требованиям литые корпуса. В качестве материала обычно выбирают серый чугун по ГОСТ.1412. Реже применяют штампованные и сварные корпуса.

Форма корпуса определяется очертаниями расположаемых в корпусе деталей с учетом требований технологичности, эксплуатации и технической эстетики. Ее боковые вертикальные поверхности выполняют плоскими, а верхние – цилиндрическими, закругленными по очертаниям зубчатых колес.

Для удобства монтажа корпус выполняют разъемным в плоскости осей валов, т.е. состоящим из основания и крышки корпуса.

Плоскость разъема располагают параллельно плоскости основания корпуса. Для образования прочного и жесткого соединения плоскость разъема оформляют фланцами и бобышками. Плотность соединения обеспечивают за счет высокой чистоты и точности (неплоскость не более 0,05 мм на 1000 мм) обработки плоскости разъема, а также за счет покрытия поверхностей лаком при сборке. Постановка мягких уплотнительных прокладок в плоскости разъема не допустима.

Опорную плоскость располагают внизу корпуса редуктора по его максимальному габариту в виде двух прямоугольных платиков вдоль корпуса, что предпочтительно при сравнительно узких и длинных корпусах и хорошо компонуется с ребрами между бобышками и лапами.

**Бобышки** для подшипниковых гнезд предусматривают в местах установки подшипников, необходимо обеспечить достаточную жесткость их установки. Наружные диаметры бобышек выбирают в соответствии с наружными диаметрами подшипников.

Высота бобышек должна быть достаточной для размещения всех деталей подшипникового узла и установки стяжных болтов; при этом бобышки не меньше чем на 3...5 мм должны выступать за торец фланца.

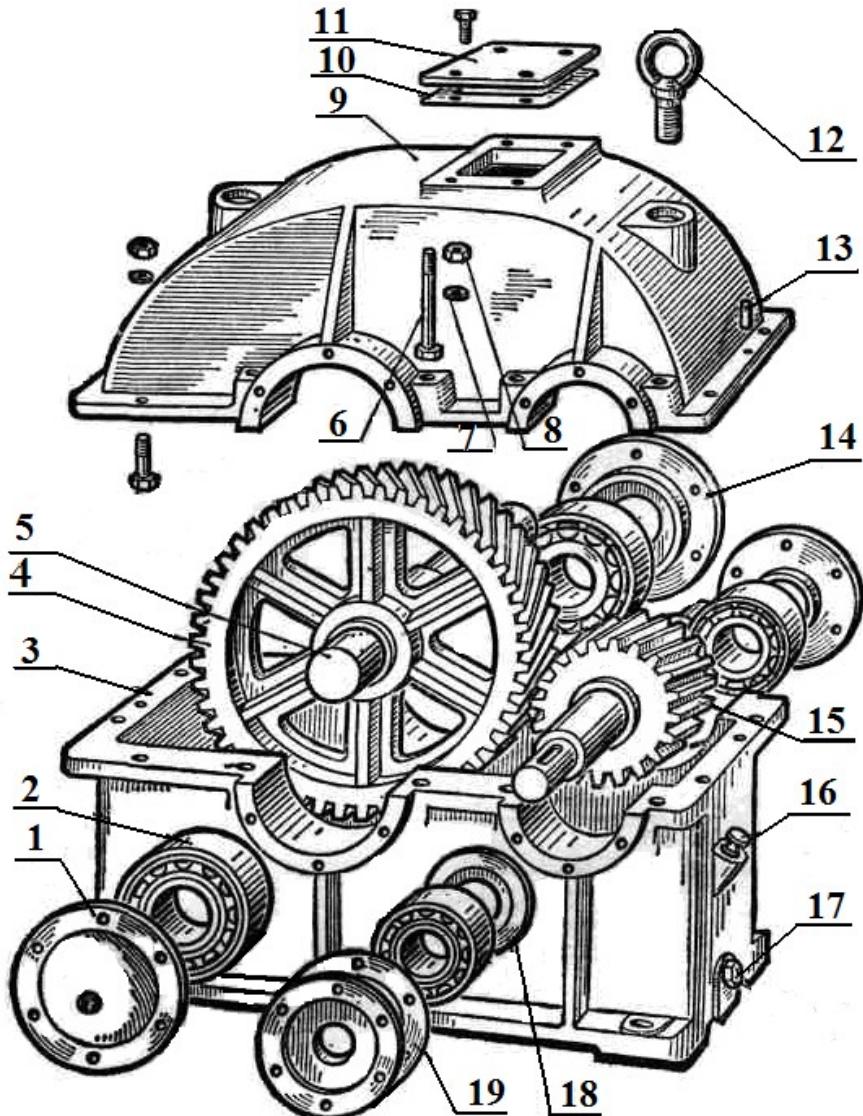


Рис. 24.1. Редуктор цилиндрический в сборе: 1 – привертная крышка; 2 - подшипник; 3 – корпус редуктора; 4 – зубчатое колесо; 5 – ведомый вал; 6, 7, 8 – болт, шайба, гайка; 9 – крышка редуктора; 10, 11 – прокладка, крышка смотрового окна; 12 – рым болт; 13 – штифт; 15 – вал-шестерня; 16 – маслоуказатель; 17 – сливная пробка; 18, 19 – распорные кольца

**Ребра жесткости** располагают на наружной поверхности корпуса у бобышек под подшипники для повышения жесткости корпуса.

**Смотровое окно** служит для контроля сборки и периодических осмотров редуктора при эксплуатации и располагается в верхней плоскости крышки корпуса, что позволяет использовать его также и для заливки масла. Размеры окна  $\approx 200 \times 150$  мм.

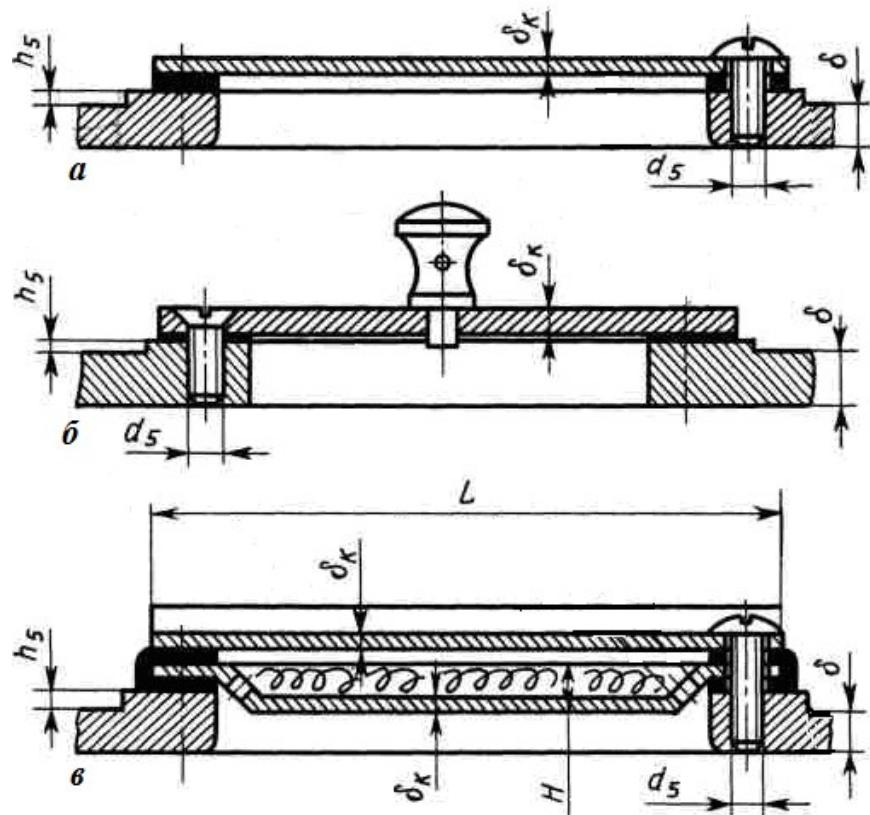


Рис.24.2. Крышки смотрового окна

Контроль за уровнем масла осуществляют с помощью **маслоуказателя**. Различают маслоуказатели а) - жезловые, в) - трубчатые, б) - фонарного или г) - кранового типа (рис. 24.3)

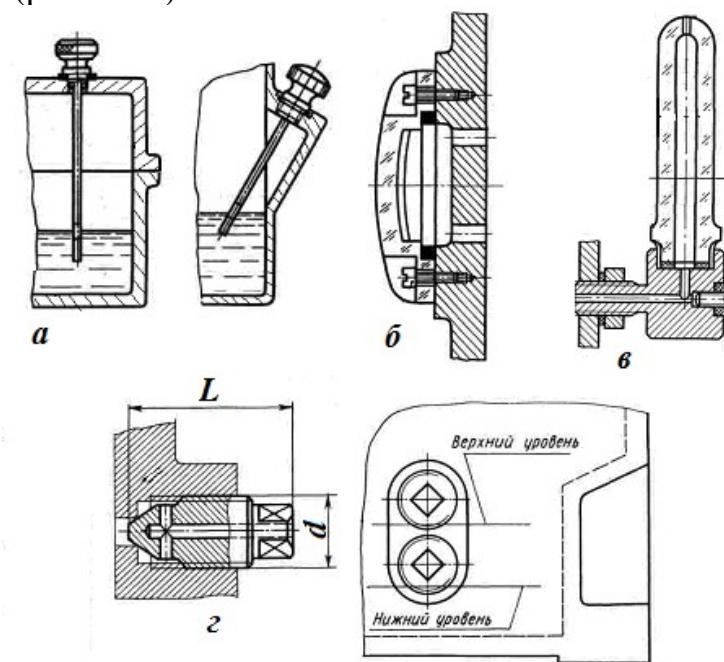


Рис.24.3. Маслоуказатели

**Отверстия** для маслоспуска и маслоуказателя предусматривают на од-

ном из торцов стенки основания корпуса. Нижнюю кромку маслоспускного отверстия располагают на уровне днища, которое выполняют с уклоном 1...2 град. в сторону отверстия. У самого отверстия в отливке предусматривают местное углубление для лучшего стока масла и отстоя, а также для выхода инструмента при обработке.

С наружной стороны оба отверстия оформляют соответствующими бобышками. Отверстия имеют внутреннюю резьбу под пробку и маслоуказатель. Сливное отверстие закрывают **пробкой** с цилиндрической - *а* или конической - *б* резьбой (рис. 24.4)

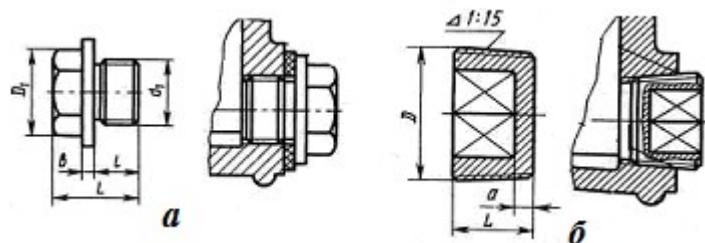


Рис.24.4. Пробка сливная

При длительной работе редуктора в связи с нагревом масла и воздуха повышается давление внутри корпуса, что приводит к просачиванию масла через стыки и уплотнения. Чтобы избежать этого, устанавливают **отдушины** (рис. 24.5), как правило, в крышку смотрового окна.

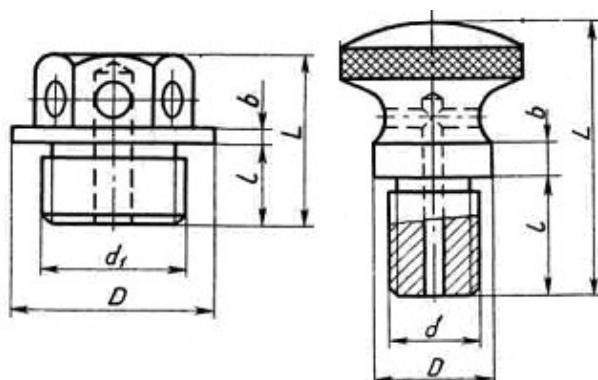


Рис. 24.5. Отдушина

Для подъема и транспортировки крышки редуктора или собранного редуктора применяют **проушины** (рис. 24.6), отливая их заодно с крышкой или **рым-болты** (рис. 24.1)

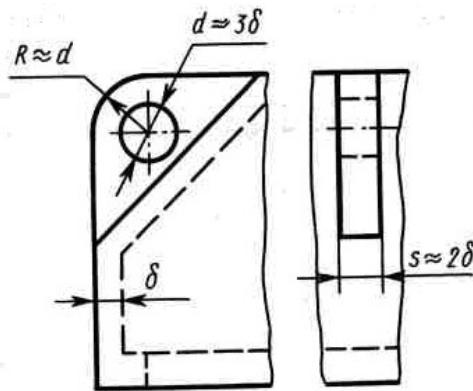


Рис.24.6. Проушина

### Контрольные вопросы и задания

1. Какими способами крепят подшипники в корпусе?
2. Какие предусматривают способы крепления подшипников на валах?
3. Как производят регулирование осевого зазора в подшипниках?
4. В чем особенности установки подшипников на промежуточном валу редуктора?
5. Какие рекомендуют применять крышки подшипников?
6. Какие типы уплотнений существуют? Как их подразделяют по принципу действия?
7. В каких случаях целесообразно применение уплотнения: а) манжетного б) щелевого в) лабиринтного г) комбинированного?
8. Перечислите способы защиты подшипников.
9. Каково назначение смотрового окна в редукторе?
10. Что предусмотрено для контроля уровня масла в редукторе?
11. Какие различают маслоуказатели?
12. Объясните назначение отдушины в редукторе.
13. Что предусматривают для транспортировки редуктора?
14. Какие детали и узлы необходимы для сборки редуктора?

# Муфты

## ЛЕКЦИЯ 25

План:

Классификация муфт, назначение и методика их выбора

**Муфты** - это устройства, служащие для соединения валов и передачи крутящего момента. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин компонуют из отдельных узлов с входными и выходными валами. Так, например, двигатель, редуктор и рабочая машина. Непосредственную кинематическую и силовую связь отдельных узлов выполняют с помощью муфт.

Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Например, муфты используют для выключения и включения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты); для предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты); для компенсации вредного влияния несоосности валов, связанной с неточностью монтажа (компенсирующие муфты); для уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т.д.

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия, назначению, конструкции.

Широко применяемые муфты стандартизированы.

Основной паспортной характеристикой их является величина крутящего момента, на передачу которого она рассчитана. Муфты подбирают по ГОСТу по диаметру соединяемых валов и расчётному моменту:

$$T_{расч} = KT,$$

где  $K$  - коэффициент режима работы муфты,  $K = 1,5 \dots 2,5$ .

Рассмотрим назначение некоторых видов муфт.

**Глухие муфты.** Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов. К ним относят втулочную и фланцевую муфты.

Втулочная муфта нашла широкое применение в легких машинах при соединении валов  $d \leq 60 \dots 70$  мм. Отличается простотой конструкции и малыми габаритами. Скрепление втулки с валами выполняется с помощью штифтов, шпонок или шлицев (рис. 25.1).

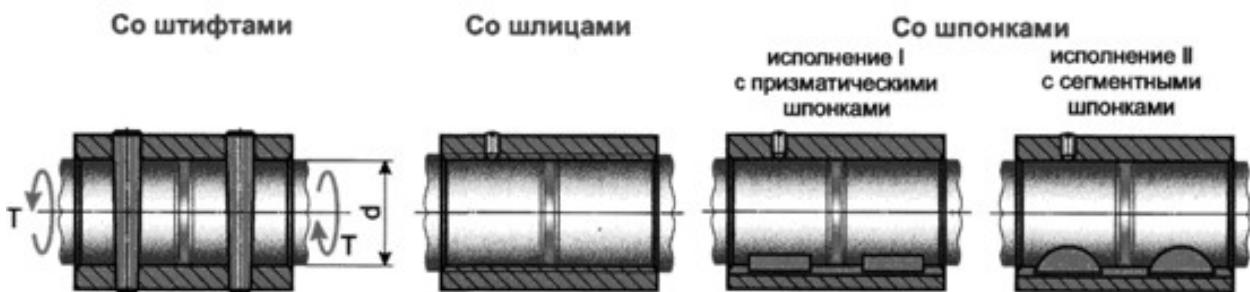


Рис. 25.1. Глухие муфты

На рис. 25.2 представлены две конструкции фланцевой муфты. Одна

изображена сверху от осевой линии, другая - внизу. В первом варианте полумуфты соединяются болтами, поставленными без зазора, во втором - с зазором.

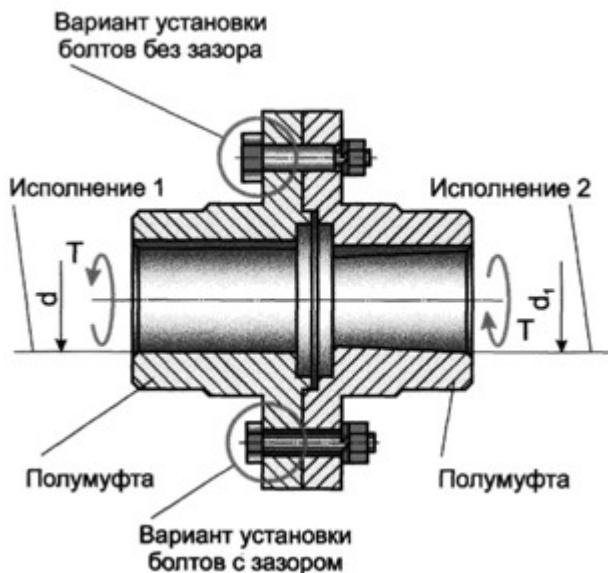


Рис. 25.2. Фланцевая муфта

Во втором варианте крутящий момент передается за счет сил трения, возникающих в стыке полумуфт от затяжки болтов, в первом - непосредственно болтами, которые работают на срез и смятие.

Болты, поставленные без зазора, могут одновременно выполнять функцию центровки валов (во втором варианте такая центровка производится цилиндрическим выступом). Установка болтов без зазора позволяет получить муфту меньших габаритов, поэтому она более распространена.

Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинства таких муфт: простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

**Муфты компенсирующие жесткие.** Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов.

Различают следующие виды отклонений от правильного взаимного расположения валов (несоосности валов) (рис.25.3):

- продольное смещение  $\Delta l$ , вызывается ошибками монтажа или температурным удлинением валов;

- радиальное смещение  $\Delta r$  или эксцентризитет - вызывается неточностью монтажа или биением конца вала неточность обработки;

- угловое смещение или перекос, обусловленный теми же причинами, что и радиальное смещение.

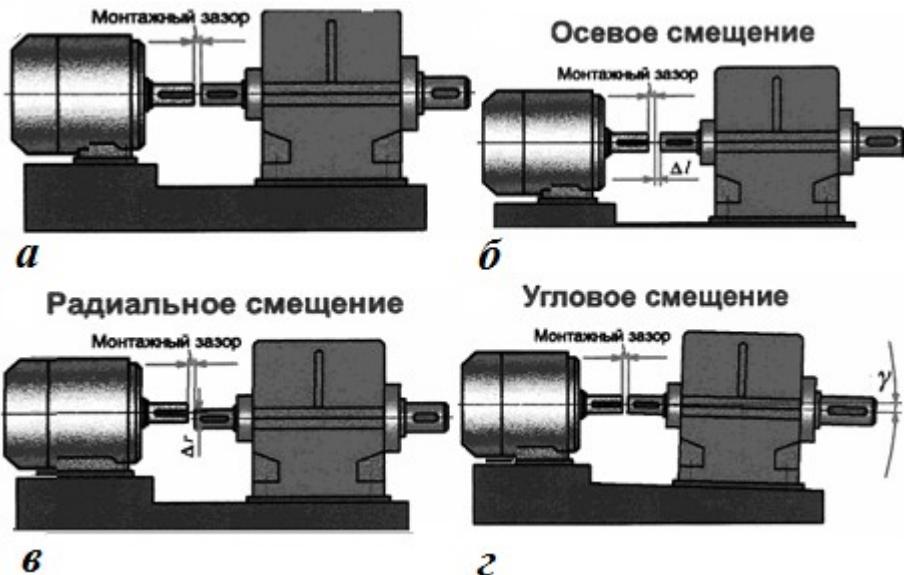


Рис. 25.3. Отклонение валов

На практике чаще всего встречается комбинация указанных отклонений, которую условимся называть "несоосностью валов".

При соединении глухими муфтами требуется высокая точность расположения осей валов. Для снижения этих требований применяют компенсирующие муфты. Компенсация вредного влияния несоосности валов достигается:

- за счет подвижности практически жестких деталей - компенсирующие жесткие муфты;
- за счет деформации упругих деталей - упругие муфты.

Наибольшее распространение из группы компенсирующих жестких муфт получили кулачково-дисковая со скользящим вкладышем и зубчатая.

Кулачково-дисковая муфта (рис. 25.4) состоит из двух полумуфт 1 и 2 и промежуточного диска 3. На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекос валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету. Зазоры между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов.

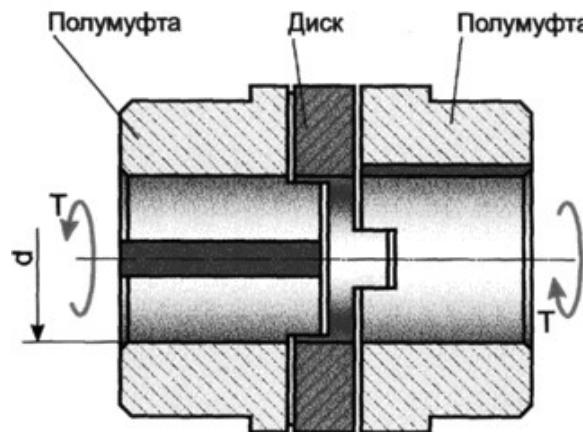


Рис. 25.4. Кулачково-дисковая муфта

Зубчатая муфта (рис. 25.5) состоит из двух полумуфт с наружными зубьями и разъемной обоймы с двумя рядами внутренних зубьев. Муфта компенсирует все виды смещения валов. Зубчатые муфты обладают компактностью и хорошими компенсирующими свойствами. Их широко применяют в машиностроении, особенно для передачи больших крутящих моментов.

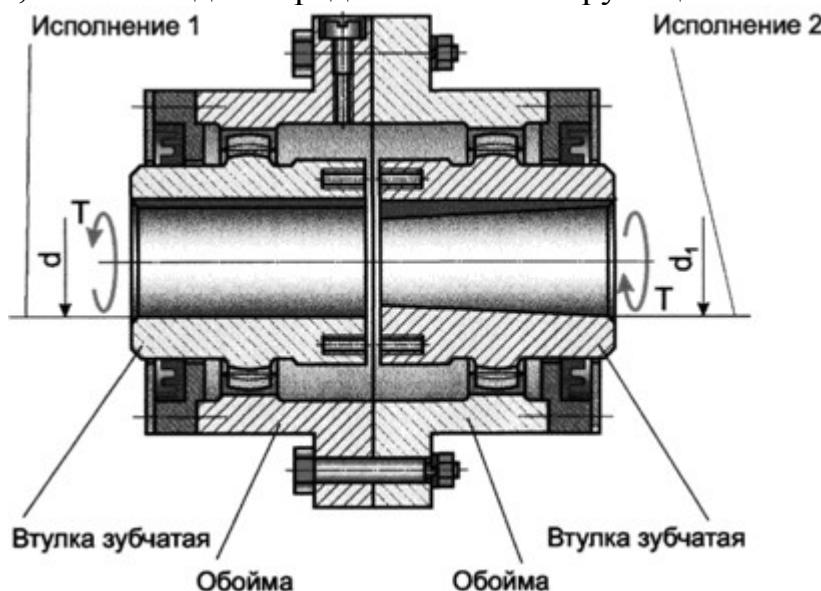


Рис. 25.5. Зубчатая муфта

**Управляемые или сцепные муфты.** Эти муфты позволяют соединять или разъединять валы при помощи механизма управления. По принципу работы все эти муфты можно разделить на две группы:

- муфты, основанные на зацеплении (кулачковые и зубчатые);
- муфты, основанные на трении (фрикционные).

В кулачковой муфте (рис. 25.6) на торцах полумуфт выполняют кулачки. Для включения и выключения муфты одну из полумуфт устанавливают на валу подвижно в осевом направлении. Кулачки муфты могут иметь прямоугольный, трапециoidalный симметричный и несимметричный профиль. Эти муфты требуют точной центровки валов.

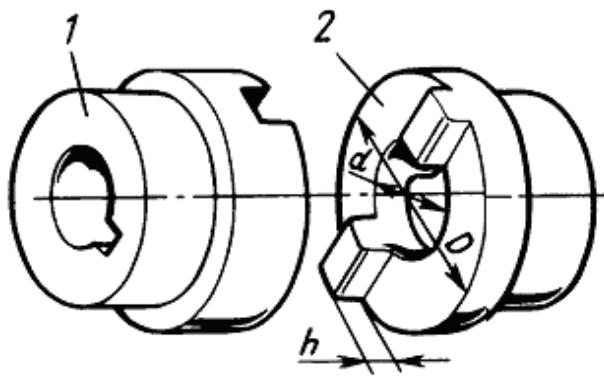


Рис. 25.6. Кулачковая муфта

При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара.

Будучи отрегулированной на передачу предельного крутящего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

**Муфты автоматические или самоуправляемые.** Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям. Они предъявляют высокие требования к соосности валов.

К ним относят:

- муфты предохранительные служат для защиты машины от перегрузки. Например, муфта со специальным разрушающимся элементом, рассчитанным на определенную величину передаваемого крутящего момента (рис. 25.7) или кулачковая предохранительная с трапециoidalным профилем кулачков, которые под действием осевых сил, превышающих норму, раздвигают полумуфты и выводят их из зацепления;

- центробежные муфты соединяют валы только тогда, когда угловая скорость превысит некоторую заданную величину. Их используют для включения исполнительного механизма с помощью регулировки угловой скорости двигателя; для разгона машин с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом; для повышения плавности пуска;

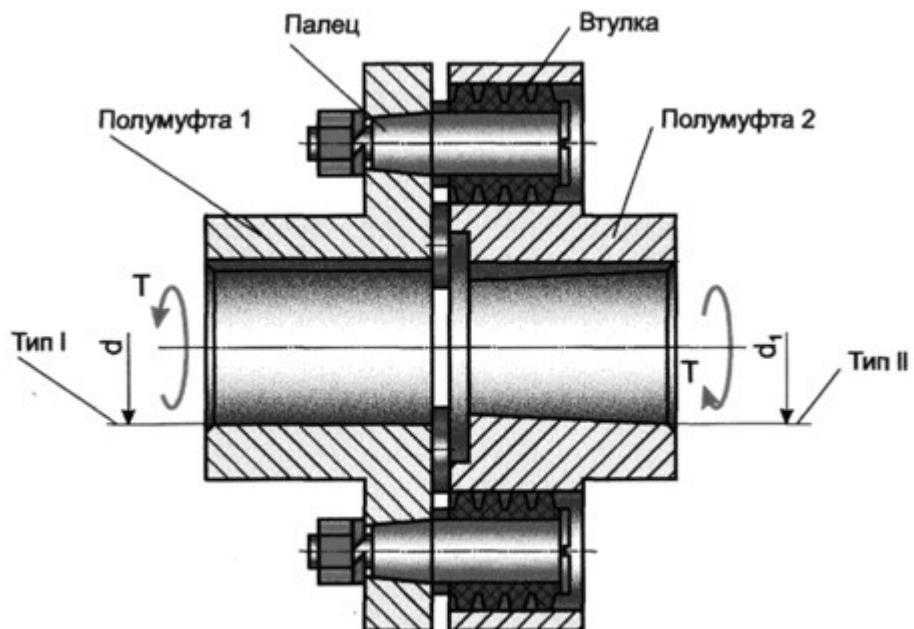


Рис. 25.7. Муфта предохранительная упругая втулочно-пальчиковая

- муфты свободного хода передают крутящий момент только в одном заданном направлении. Их применяют в станках, автомобилях. Простейшим их представителем является устройство с храповиком. Сюда же относят фрикционные шариковые или роликовые муфты.

В тех случаях, когда ни одна из рассмотренных выше муфт не может полностью удовлетворить всем требованиям, предъявляемым к соединению валов, используют комбинированные муфты, обычно сочетающие в себе комбинации упругих муфт с предохранительными или управляемыми.

# УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

## ЛЕКЦИЯ 26

План:

1. Общие сведения
2. Расчет упругих элементов

### 1. Общие сведения

При сборке многопоточных передач может получиться так, что зубья замыкающего зубчатого колеса не попадут во впадины сопряженного колеса. Это может произойти вследствие неизбежных погрешностей изготовления, например, в относительном угловом положении зуба и паза для шпонки в ступице колеса, смещения этого паза относительно оси отверстия, смещения шпоночного паза относительно оси вала, а также накопленных погрешностей окружных шагов колес.

Так, может оказаться, что после сборки передач и введения в зацепление колес 1, 2, 3, 4 и 6 (рис. 26.1, *a*) зуб колеса 5 расположится против зуба центральной шестерни 1 и сборка передачи окажется невозможной. Модуль зубчатых колес быстроходных ступеней многопоточных соосных передач желательно принимать по возможности меньшим, а число зубьев замыкающего колеса большим.

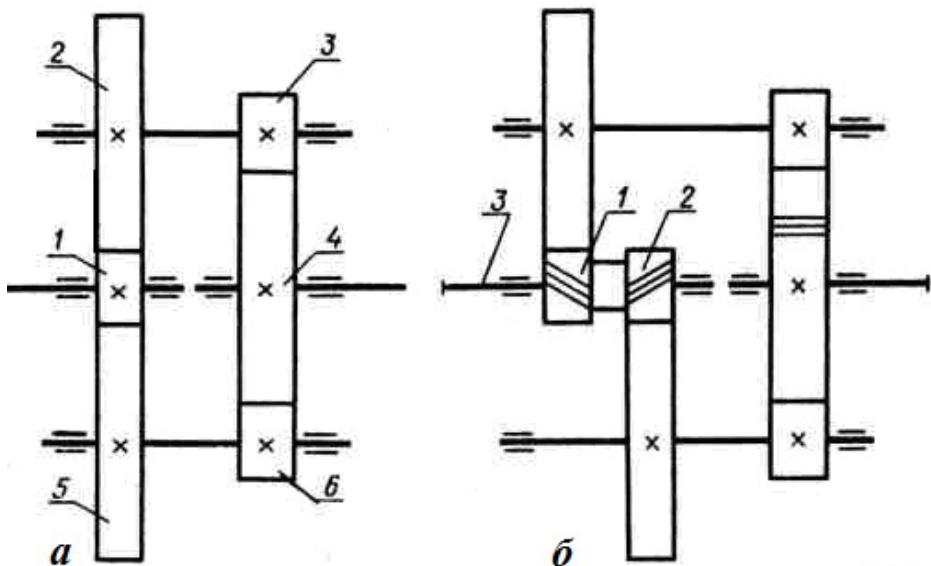


Рис.26.1. Многопоточная соосная зубчатая передача

Суммарная угловая погрешность может быть снижена за счет повышения точности изготовления, а также путем проведения повторных сборок и нахождения наиболее благоприятного относительного расположения зубьев шестерни и колеса (имеющих разные угловые шаги) на каждом из промежуточных валов.

Осуществляя сборку передачи при наличии угловой погрешности принудительным поворотом замыкающего колеса, получают значительное предварительное нагружение передач, а в последующем неравномерное распределение внешнего вращающего момента по отдельным потокам.

Для выравнивания нагрузки между потоками применяют специальные уравнительные механизмы или встраивают упругие элементы. Так, если в двухпоточном соосном редукторе (рис. 26.1, б) вместо одной сделать две ведущие шестерни 1 и 2 с взаимно противоположными углами наклона зубьев, а вал 3 выполнить плавающим, то нагрузка по потокам будет распределена более равномерно. Однако ширина редуктора при этом возрастает.

Чаще в многопоточных соосных передачах применяют упругие элементы: **металлические** (пружины, торсионные) или **резиновые** (брюски, конично-цилиндрические шайбы и т. п.). Их встраивают по одной из двух схем.

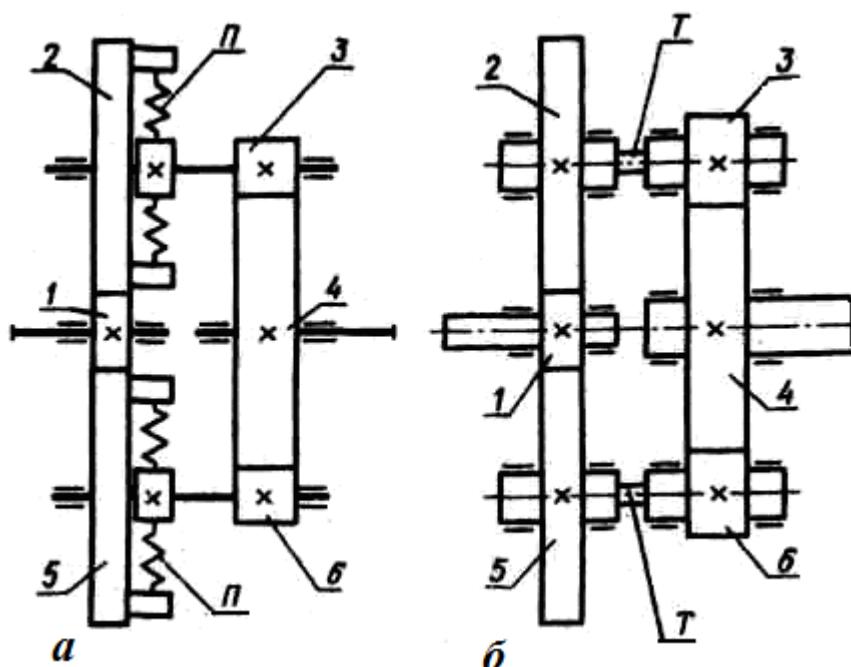


Рис.26.2. Схемы установки упругих элементов

Центральную ведущую шестерню 1 (рис. 26.2, а, б) выполняют вместе с валом. В первой схеме (рис. 26.2, а) колеса 2 и 5 устанавливают на валах свободно. Вращающий момент с этих колес передают через пружины сжатия (или пластины)  $\Pi$  на шестерни 3 и 6 и затем на ведомое колесо 4. Во второй схеме (рис. 26.2, б) колеса 2 и 5 свободно установлены в корпусе, а момент с них передают на шестерни 3 и 6 через торсионный вал  $T$ .

В трехпоточных передачах упругие элементы встраивают аналогично.

Пружины и упругие элементы (торсионные валы) широко используют в конструкциях в качестве виброизолирующих, амортизирующих, аккумулирующих, натяжных, динамометрических и других устройств.

**Классификация пружин.** Она производится по ряду признаков. По виду воспринимаемой нагрузки различают пружины **растяжения, сжатия,**

**кручения и изгиба.** По геометрической форме их называют **винтовыми, спиральными, прямыми** и др. В зависимости от назначения пружины называют **силовыми** (аккумуляторы энергии или движители), **измерительными** (упругие чувствительные элементы), **амортизирующими** и т. д.

В машиностроении наиболее распространены винтовые цилиндрические пружины растяжения (рис. 26.3, *a*), сжатия (рис. 26.3, *b*) и кручения (рис. 26.3, *c*), а также фасонные пружины сжатия (рис. 26.3, *g*—*e*).

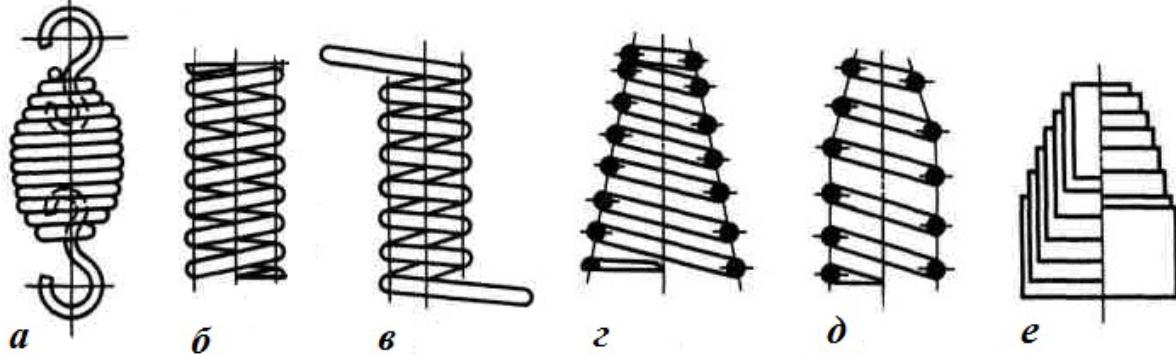


Рис. 26.3. Виды винтовых цилиндрических пружин

Их изготавливают из проволоки круглого сечения путем навивания (витые пружины) на оправке.

В конструкциях применяют реже специальные пружины тарельчатые и кольцевые (рис. 26.4, *a*, *б*) — пружины сжатия; спиральные (рис. 26.4, *в*) и стержневые (рис. 26.4, *г*) — пружины кручения; листовые и рессоры (рис. 26.4, *д*) — пружины изгиба.

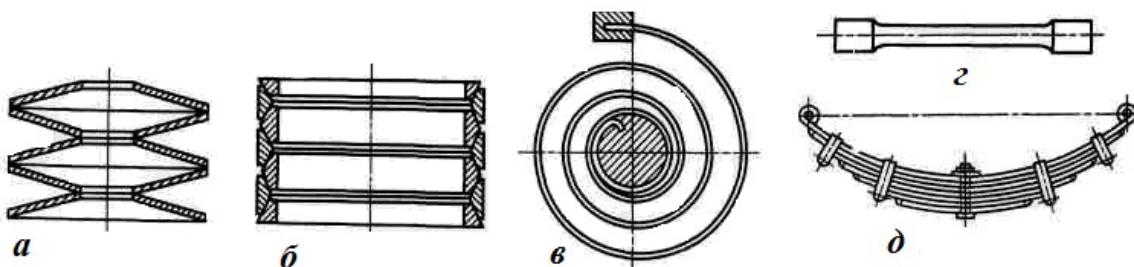


Рис. 26.4. Специальные пружины

**Общая характеристика пружин.** **Пружины растяжения** (см. рис. 26.3, *а*) навивают без просветов между витками и даже с начальным надавливанием витков, компенсирующим частично внешнюю нагрузку. Компенсирующее усилие обычно составляет  $(0,25\dots 0,3) F_{np}$ , где  $F_{np}$  — предельное растягивающее усилие, при котором полностью исчерпываются упругие свойства материала пружины.

Для передачи внешней нагрузки такие пружины снабжают зацепами (рис. 26.5).

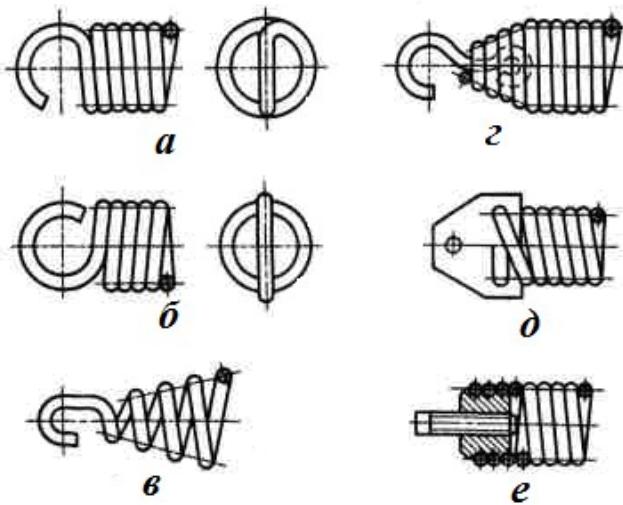


Рис.26.5. Зацепы пружин растяжения

Пружины кручения (рис. 26.3, в) навивают обычно с малым углом подъема и небольшим зазором между витками (0,5 мм). Внешнюю нагрузку воспринимают с помощью зацепов, образуемых отгибом концевых витков.

## 26.2. Расчет упругих элементов

**Материалы и допускаемые напряжения.** Для плоских пружин (пластин) используют стальную пружинную термообработанную холоднокатаную ленту (ГОСТ 21996—76), а для цилиндрических пружин сжатия — проволоку стальную углеродистую пружинную (ГОСТ 9389—75). В качестве материала торсионных валов назначают стали одной из следующих групп:

- I. хромованадиевая термообработанная сталь марок 60С2ХФА, 50ХГ-ФА.
- II. - а) углеродистая закаленная в масле сталь марок 60, 65, 70, 85;
- б) углеродистая холоднотянутая и коррозионно-стойкая холоднотянутая сталь марок 60, 65, 40Х13, 55ГС, 65Г.

Допускаемые напряжения для проволоки и прутков выбирают в зависимости от диаметра.

**Торсионные валы** применяют в высоконагруженных многопоточных передачах ответственного назначения. На рис. 26.6 приведена конструктивная схема промежуточной ступени одного потока передачи. Торсионный вал соединяют с валами колеса и шестерни шлицевым соединением. В этой схеме обеспечено надежное центрирование зубчатых колес на валах. Недостаток — увеличенная ширина редуктора, большое число подшипников.

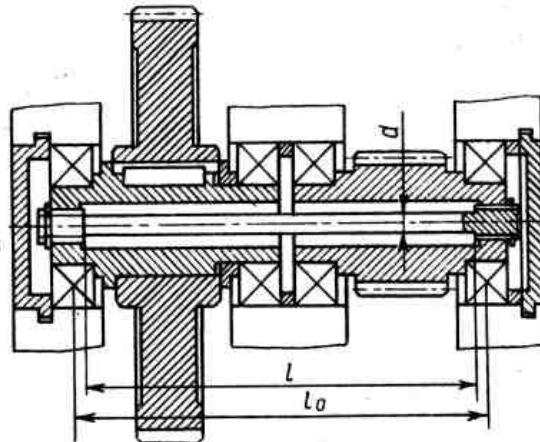


Рис. 26.6. Схема промежуточной ступени с применением торсионного вала

**Пружины сжатия** применяют в средненагруженных многопоточных передачах. На рис. 26.7 показана конструкция сборного зубчатого колеса со встроенными в него цилиндрическими пружинами сжатия 3, опирающимися на сегменты 4. Через эти пружины момент с зубчатого венца 1 передают на ступицу 2. Пружины ставят с предварительным сжатием.

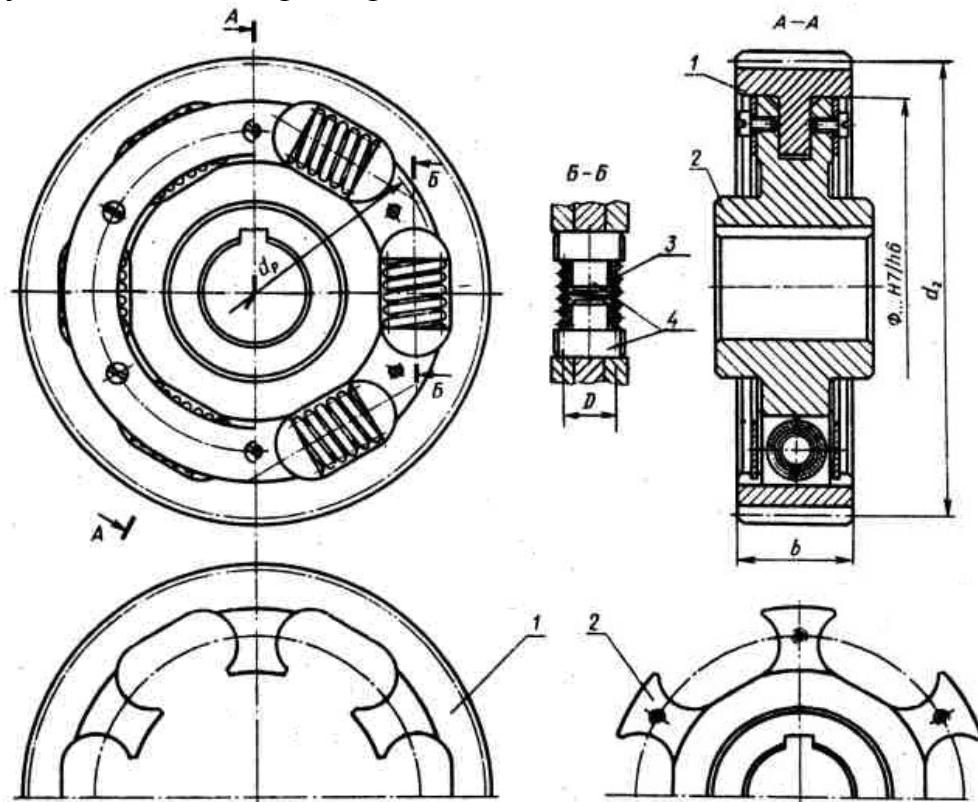


Рис. 26.7. Конструкция колеса со встроенными пружинами

**Достоинством** этого вида упругих элементов является возможность вписывания в габариты зубчатого колеса, а **недостатком** — невысокая точность центрирования зубчатого венца: наличие зазора в сопряжении со ступицей снижает точность зацепления.

При монтаже подшипниковых узлов (рис. 26.8) для создания постоянной жесткости опор применяют пружины, компенсирующие износ. Пружины располагают по окружности и устанавливают в кольцах.

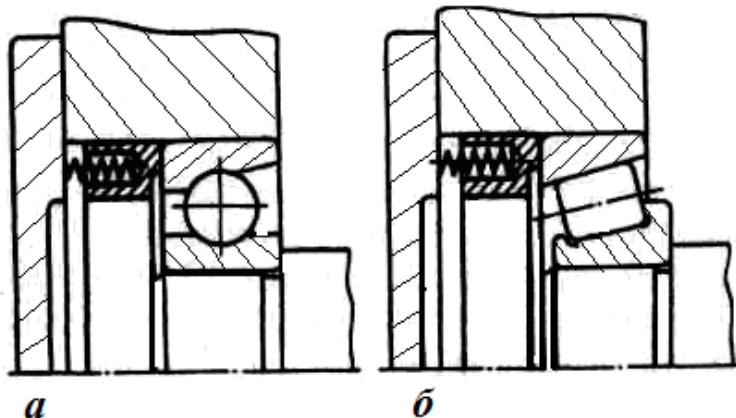


Рис. 26.8. Применение пружин при установке подшипников

**Расчеты упругих элементов** проводят из условия необходимой жесткости и прочности. Например, диаметр  $d$  торсионного вала вычисляют из условия необходимой жесткости. Найденный диаметр торсионного вала проверяют на прочность при кручении.

Аналогично, диаметр  $d$  проволоки пружины вычисляют из условия необходимой жесткости и проверяют на прочность пружины при кручении.

### Контрольные вопросы и задания

1. Что понимают под муфтой?
2. Назначение муфты?
3. Как подбирают требуемые муфты?
4. Какие муфты относят к глухим?
5. Назначение глухих муфт?
6. Какие муфты относят к компенсирующим?
7. Назначение компенсирующих муфт?
8. Какие муфты относят к управляемым?
9. Назначение управляемых муфт?
10. Какие муфты относят к самоуправляемым? Их назначение?
11. Назначение упругих элементов?
12. Перечислите виды пружин
13. Из каких материалов изготавливают пружины?
14. По каким условиям ведут расчет упругих элементов?

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин [Текст]: М., Высшая школа, 2007 – 499 с
2. Детали машин [Текст]: Учеб. для вузов. - 4-е изд. / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Детали машин [Текст]: Учеб. для вузов / Л.А.Андринко, Б.А.Байков, И.К. Ганулин и др.; Под ред. О.А.Ряховского. – 2-е изд., перераб. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. – 519 с
4. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин [Текст]: учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – Калининград: Янтар. сказ., 2004 – 454 с
5. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст] / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов – М.: Высш. шк., 2004 – 447 с
6. Ковчегин, Д.А., Петракова, Е.А. Детали машин[Текст]: Учебный справочник к выполнению курсового проекта. – М.: МГИУ, 2007. – 128 с
7. ЦехновичЛ.И., Петриченко, И.П. Атлас конструкций редукторов. Киев. Вища школа,1979 - 127с
8. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование [Текст]: учебн.пособие / Л.В. Курмаз, Скобеда А.Т. – Мн.: УП «Технопринт», 2002 – 290 с
9. Расчет и проектирование зубчатых редукторов [Текст]: Справочник / Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филиппенков А.Л.; Под общ. ред. В.Н.Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993 – 448 с
10. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин [Текст]: Конспект лекций по курсу «Детали машин». – М.: Машиностроение, 2002. – 440 с
11. Механика [Текст]: Детали машин: учеб.пособие / Н.А.Дроздова, С.Х.Туман, О.Н.Рябов. – Красноярск: СФУ; ИЦМиЗ, 2007 – 128 с