

**КАЗАНСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
Инженерный институт  
Кафедра технической физики и энергетики**

**В.А. Султанов, О.Р. Каратаев, И.И. Хафизов**

**ДЕТАЛИ МАШИН И  
КОНСТРУИРОВАНИЕ**

**Учебное пособие**

Казань  
2021

УДК 621.8  
ББК 34.42я73  
К21

*Печатается по рекомендации Учебно-методической комиссии Инженерного института  
(протокол № 2 от «24» февраля 2021 г.)*

Под общей редакцией директора Инженерного института, зав. кафедрой технической физики и энергетики, доктора технических наук, профессора, члена-корреспондента АН РТ Н.Ф. Кашапова

**Рецензенты:**

зав. кафедрой электронного приборостроения и менеджмента качества КНИТУ-КАИ, доктор технических наук, профессор Галимов Фарид Мисбахович;  
профессор кафедры Технической физики и энергетики Инженерного института К(П)ФУ, доктор технических наук, доцент Ларионов Виктор Михайлович

**Султанов В. А.**

К21 Детали машин и конструирование: учебное пособие/ В. А. Султанов, О. Р. Каратаев, И.И. Хафизов.- Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2021. – 150 с.

Рассмотрены расчеты, конструкции и технология изготовления деталей и узлов общего назначения: разъемных и неразъемных соединений, передач трением и зацеплением, валов и осей, подшипников качения и скольжения, муфт.

Данное пособие может быть использовано обучающимися всех форм обучения направлений подготовки 27.03.02 «Управление качеством», профиль «Управление роботизированными производственными системами», 16.03.01 «Техническая физика», а также может быть полезно для обучающихся всех машиностроительных специальностей.

© Султанов В. А., Каратаев О. Р., Хафизов И.И., 2021  
© Казанский Федеральный Университет, 2021

## Содержание

Введение . . . . .	4
1.Понятия детали и узла (сборочной единицы). Общие сведения о деталях и узлах . . . . .	5
2.Общие вопросы проектирования и конструирования деталей машин .	7
3.Основные требования к деталям и узлам машин. Понятия работоспособности, технологичности, экономичности . . . . .	8
4.Основные критерии работоспособности. . . . .	9
Контрольные вопросы . . . . .	11
5.Механические передачи . . . . .	12
6.Зубчатые передачи . . . . .	13
7.Цилиндрические зубчатые передачи прямозубые . . . . .	14
8.Цилиндрическая косозубая зубчатая передача . . . . .	23
9.Конические зубчатые передачи . . . . .	32
10.Планетарные передачи . . . . .	37
11.Передача винт-гайка . . . . .	40
Контрольные вопросы . . . . .	42
12.Червячные передачи . . . . .	43
Контрольные вопросы . . . . .	54
13.Ременные передачи . . . . .	55
14.Критерии работоспособности ременных передач . . . . .	62
Контрольные вопросы . . . . .	63
15.Фрикционные передачи . . . . .	64
Контрольные вопросы . . . . .	71
16.Цепные передачи . . . . .	72
Контрольные вопросы . . . . .	76
17.Валы и оси . . . . .	77
Контрольные вопросы . . . . .	80
18.Опоры . . . . .	81
19.Подшипники скольжения . . . . .	81
20.Трение и смазка подшипников скольжения . . . . .	86
21.Подшипники качения . . . . .	88
Контрольные вопросы . . . . .	95
22.Муфты . . . . .	95
Контрольные вопросы . . . . .	101
23.Соединения деталей . . . . .	101
Контрольные вопросы . . . . .	115
24.Корпусные детали, смазочные и уплотняющие устройства . . . . .	116
Контрольные вопросы . . . . .	122
Заключение . . . . .	123
Список использованных источников . . . . .	127
Вопросы для самоконтроля . . . . .	129
Ответы на контрольные вопросы . . . . .	135

## Введение

Курс «Детали машин и конструирование» является завершающим в цикле общетехнических предметов, которые служат базой для изучения специальных дисциплин.

Данный курс охватывает совокупность совместно работающих деталей, представляющих собой конструктивно обособленные единицы и обычно объединяемые одним назначением, называемые узлами или *сборочными единицами*. Характерными примерами узлов являются редукторы, коробки передач, муфты, подшипники в собственных корпусах.

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

а) изготовления деталей из разных материалов (например, вкладышей подшипников из бронзы или другого антифрикционного материала, а корпуса подшипника – из чугуна);

б) удобной замены быстроизнашивающихся деталей;

в) сборки (например, установка коленчатого вала в коренные подшипники двигателя выполняема лишь при съёмных крышках) и облегчения сборки машины;

г) облегчения изготовления деталей ввиду упрощения их формы и уменьшения размеров;

д) большей нормализации, стандартизации и централизованного изготовления деталей.

Большинство типов деталей является общим для всех типов машин, что делает целесообразным изучение их в самостоятельном курсе «Детали машин и конструирование». Лишь немногие детали могут считаться специфическими для машин различного назначения.

Курс «Детали машин и конструирование» строится на основных положениях ряда общенаучных дисциплин, таких как сопротивление материалов, теория механизмов и машин, теоретическая механика, технология конструкционных материалов, основы взаимозаменяемости и технические измерения, высшая математика, инженерная графика. *Математика* даёт законы и правила действий

над постоянными и переменными величинами, указывает количественные соотношения между элементами фигур и тел (длин, площадей, объемов). *Физика* освещает основные законы природы и знакомит с общими правилами и методами эксперимента.

*Теоретическая механика и теория машин и механизмов* – правила и законы, которые позволяют определить действующие на деталь силы и законы движения деталей. *Сопротивление материалов* – позволяет рассчитать деталь на прочность, жесткость и устойчивость. *Материаловедение* – позволяет сделать рациональный выбор материалов детали, знакомит с методами ее изготовления. *Начертательная геометрия (инженерная графика)* – дает правила и законы оформления чертежей конструкций машин, отдельных деталей и сборочных единиц.

## **1 Понятия детали и узла (сборочной единицы).**

### **Общие сведения о деталях и узлах**

*Машина* – механическое устройство, выполняющее движения с целью преобразования энергии, материалов или информации.

*Агрегат* – укрупненный унифицированный элемент машины (например, в автомобиле двигатель, топливоподающий насос), обладающий полной взаимозаменяемостью и выполняющий определенные функции в процессе работы машины.

*Механизм* – искусственно созданная система материальных тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое (необходимое) движение других тел.

*Прибор* – устройство, предназначенное для измерений, производственного контроля, управления, регулирования и других функций, связанных с получением, преобразованием и передачей информации.

*Сборочная единица (узел)* – изделие или часть его (часть машины), составные части которого подлежат соединению между собой (собираются) на предприятии-изготовителе (смежном предприятии). Сборочная единица имеет, как правило, определенное функциональное назначение.

*Деталь* – наименьшая неделимая (неразбираемая) часть машины, агрегата, механизма, прибора, узла.

Сборочные единицы (узлы) и детали делятся на узлы и детали общего и специального назначения.

Узлы и детали общего назначения применяются в большинстве современных машин и приборов (крепежные детали: болты, винты, гайки, шайбы; зубчатые колеса, подшипники качения и т.п.). Именно такие детали изучаются в курсе «Детали машин и конструирование».

В зависимости от сложности изготовления детали, в свою очередь, делятся на простые и сложные. *Простые детали* для своего изготовления требуют небольшого числа уже известных и хорошо освоенных технологических операций и изготавливаются при массовом производстве на станках-автоматах (например, крепежные изделия – болты, винты, гайки, шайбы, шпильки; зубчатые колеса небольших размеров и т.п.). *Сложные детали* имеют чаще всего достаточно сложную конфигурацию, а при их изготовлении применяются достаточно сложные технологические операции и используется значительный объем ручного труда. В последние годы все чаще применяются роботы (например, при сборке-сварке кузовов легковых автомобилей).

По функциональному назначению узлы и детали делятся:

1. Корпусные детали, предназначенные для размещения и фиксации подвижных деталей механизма, для их защиты от действия неблагоприятных факторов внешней среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов. Часто, кроме того, корпусные детали используются для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

2. Соединительные детали, предназначенные для разъемного и неразъемного соединения (например, муфты – устройства для соединения вращающихся валов; болты, винты, шпильки, гайки – детали для разъемных соединений; заклепки – детали для неразъемного соединения).

3. Передаточные механизмы и детали, предназначенные для передачи энергии и движения от источника (двигателя) к потребителю (исполнительному механизму), выполняющему необходимую полезную работу.

В курсе «Детали машин и конструирование» рассматриваются в основном передачи вращательного движения: фрикционные, зубчатые, ременные, цепные и т.п. Эти передачи содержат большое число деталей вращения: валы, шкивы, зубчатые колеса и т.п.

Иногда возникает необходимость передавать энергию и движение с преобразованием последнего. В этом случае используются кулачковые и рычажные механизмы.

4. Упругие элементы, предназначенные для ослабления ударов и вибрации или для накопления энергии с целью последующего совершения механической работы (рессоры колесных машин, противооткатные устройства пушек, боевая пружина стрелкового оружия).

5. Инерционные детали и элементы, предназначенные для предотвращения или ослабления колебаний (в линейном или вращательном движениях) за счет накопления и последующей отдачи кинетической энергии (маховики, противовесы, маятники, бабы, шaboты).

6. Защитные детали и уплотнения, предназначенные для защиты внутренних полостей узлов и агрегатов от действия неблагоприятных факторов внешней среды и от вытекания смазочных материалов из этих полостей (пылевики, сальники, крышки, рубашки и т.п.).

7. Детали и узлы регулирования и управления, предназначенные для воздействия на агрегаты и механизмы с целью изменения их режима работы или его поддержания на оптимальном уровне (тяги, рычаги, тросы и т.п.).

## **2 Общие вопросы проектирования и конструирования деталей машин**

*Проектирование и конструирование изделия – это разработка комплекта документации, необходимой для изготовления, наладки и эксплуатации изделия в заданных условиях и в течение заданного срока.*

Такой комплект технической документации включает:

1. Комплект конструкторской документации (регламентируется комплексом стандартов ЕСКД).

2. Комплект технологической документации (регламентируется комплексом стандартов ЕСТД).

3. Комплект эксплуатационной документации (регламентируется комплексом стандартов ЕСКД). Последний включает формуляры, технические описания, инструкции по эксплуатации, инструкции по техническому обслуживанию, плакаты, макеты и т.п.

4. Комплект ремонтной документации – ремонтные карты, ремонтно-технологические документы и т.п.

При проектировании и конструировании решаются следующие основные задачи:

1. Обеспечение заданных параметров изделия для работы в заданных условиях.

2. Обеспечение минимальных затрат на производство заданного количества изделий при сохранении заданных эксплуатационных параметров для каждого выпущенного изделия.

3. Сведение к минимуму эксплуатационных затрат при сохранении заданных эксплуатационных параметров изделия.

Процесс проектирования и конструирования изделия состоит из многих этапов (составление технического задания, расчет, конструирование, изготовление и испытание опытных образцов, разработка технологической документации, разработка эксплуатационной документации и т.п.), одними из главных среди которых являются расчет и конструирование.

Для того чтобы составить математическое описание объекта расчета и по возможности просто решить задачу, в инженерных расчетах реальные конструкции заменяют идеализированными моделями или расчетными схемами.

В инженерной практике встречается два вида расчета – проектный и проверочный.

*Проектный расчет* – предварительный, упрощенный расчет, выполняемый в процессе разработки конструкции детали (машины) в целях определения ее размеров и материала.

*Проверочный расчет* – уточненный расчет известной конструкции, выполняемый в целях проверки ее прочности или определения норм нагрузки.

При проектном расчете число неизвестных обычно превышает число расчетных уравнений.

### **3 Основные требования к деталям и узлам машин.**

#### **Понятия работоспособности, технологичности, экономичности**

*Работоспособность* – состояние изделия, при котором в данный момент времени его основные параметры находятся в пределах, установленных требованиями нормативно-технической документации и необходимых для выполнения его функциональной задачи.

При создании изделия стремятся не только достигнуть высокого технического уровня, но и максимально возможно снизить затраты труда, материалов и энергии на его проектирование, производство,



эксплуатацию и утилизацию. Все это характеризует изделие как объект производства.

Конструкция изделия в первую очередь определяется его служебным назначением. Однако конструктивное исполнение изделия может быть разным, при этом будут разными и затраты ресурсов. Эта разница и является результатом разного уровня технологичности изделия.

*Технологичность* – это совокупность свойств изделия, определяющих приспособленность его конструкции к достижению оптимальных затрат ресурсов при его производстве, ремонте и утилизации.

Следует подчеркнуть, что технологичность конструкции изделия отражает не функциональные свойства изделия, а свойства его как объекта производства и эксплуатации.

Изделие можно считать технологичным, если оно не только соответствует современному уровню техники, экономично и удобно в эксплуатации, но в нем учтены и возможности применения наиболее экономичных, производительных процессов изготовления, ремонта и утилизации. Из этого следует, что технологичность – понятие комплексное.

С другой стороны, технологичность – понятие относительное, так как при разной программе выпуска изделия технологии изготовления и ремонта существенно различаются.

Кроме того, существует понятие *экономичности*. Так, например, требование прочности конструкции часто связано с необходимостью увеличения размеров детали, требование же экономичности, наоборот, вызывает необходимость уменьшения размеров (в целях экономии материала). Однако в большинстве случаев требования экономичности и прочности могут быть согласованы путем применения более рациональной формы детали с одновременным ее облегчением.

#### **4 Основные критерии работоспособности**

Важнейшие критерии работоспособности и расчета деталей машин: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость и надежность.

*Прочность* – свойство материала сопротивляться разрушению под действием внутренних напряжений, возникающих под воздействием внешних сил.

В настоящее время при расчете на прочность используют как расчет по допускаемым напряжениям, так и расчет по допускаемому числу циклов нагружения. Основные неравенства расчета по допускаемым напряжениям:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad \tau_{\max} \leq [\tau],$$

где  $\sigma_{\max}$  и  $\tau_{\max}$  – наибольшие расчетные нормальное и касательное напряжения соответственно;  $[\sigma]$  и  $[\tau]$  – допускаемые нормальное и касательное напряжения, безопасные для прочности детали.

*Жесткость* – способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил. Является наряду с прочностью одним из важнейших критериев работоспособности машин. В очень многих деталях машин напряжения значительно ниже предельных.

Жесткость деталей машин определяется собственной жесткостью деталей, рассматриваемых как брусья, пластинки или оболочки с идеализированными опорами, и контактной жесткостью, т.е. жесткостью поверхностных слоев в местах контакта.

Потеря деталями устойчивости характеризуется тем, что они, находясь под нагрузкой, после дополнительного упругого деформирования на малую величину не возвращаются в первоначальное состояние.

Большинство деталей машин выходят из строя из-за *износа*. Изнашивание представляет собой постепенное уменьшение размеров и изменение формы деталей по поверхности в результате трения.

Под *виброустойчивостью* понимают способность конструкций работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

*Надежность* – свойство изделий выполнять в течение заданного времени или заданной наработки свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели. Надежность изделий обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью.

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

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

*Ремонтпригодность* – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и

неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

*Сохраняемость* – свойство изделия сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Техническое обслуживание позволяет поддерживать и восстанавливать требуемый уровень надежности объектов за счет организации периодических проверок состояния объектов, замены и ремонта некоторых элементов, регулировки параметров и устранения выявленных неисправностей. В состав технического обслуживания входят эксплуатационный уход и мелкий ремонт оборудования. Эксплуатационный уход – это чистка, регулярный наружный осмотр, смазка, проверка состояния масляных и охлаждающих систем, подшипников, наблюдение за состоянием крепежных деталей и соединений, проверка состояния заземления и др. Мелкий ремонт оборудования – устранение мелких дефектов, подтяжка крепежных деталей, частичная регулировка, замена предохранителей, прокладок, проверка общего состояния изоляции и др.

В соответствии с особенностями повреждений, выявленных в процессе технического обслуживания и износа составных частей оборудования с целью восстановления неисправностей и работоспособности объекта, осуществляются ремонтные работы. Ремонт, состоящий в замене и восстановлении отдельных частей оборудования и их регулировке, считается текущим. Ремонт, осуществляемый для восстановления исправности и ресурса работы объекта с заменой или восстановлением любых его частей, включая основные, и их регулировкой, называется капитальным.

### **Контрольные вопросы**

1. Основные задачи курса «Детали машин и конструирование». Какова связь курса с общетехническими и специальными дисциплинами?

2. Что понимается под термином «машина», в чем ее назначение?

3. Какие функции могут выполнять узлы и детали в машине?

4. Что понимается под термином «конструирование изделия»?

5. В чем разница между проектным и проверочным расчетом? Какие критерии используются при этих видах расчета?

6. Какие основные требования предъявляются к элементам машин?

7. Что понимается под термином «работоспособность»? Какие основные критерии работоспособности?

8. Что понимается под термином «технологичность изделия»?

9. Что понимается под термином «надежность»? Какими показателями она характеризуется?

## 5 Механические передачи

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя в процессе передачи его к исполнительным органам машины (рисунок 1). С помощью передач осуществляют согласование работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины.

В машиностроении применяют механические, электрические, гидравлические и пневматические передачи, наибольшее распространение из которых получили механические передачи.

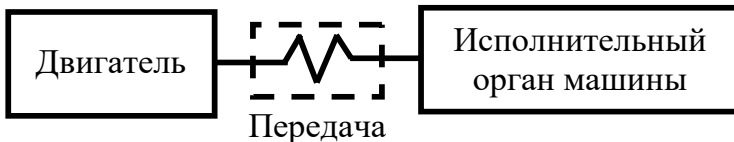


Рисунок 1- Механическая передача

Все механические передачи разделяют на две основные группы: передачи, основанные на использовании трения (ременные, фрикционные); передачи, основанные на использовании зацепления (зубчатые, червячные, цепные, винтовые).

В каждой передаче (рисунок 2) различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый. Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.

Основные характеристики передач: *мощность* на входе ( $P_1$ ) и на

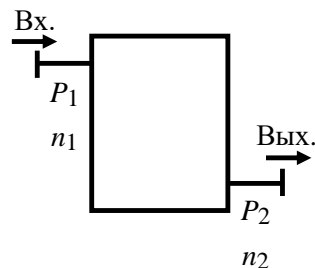


Рисунок 2- Схема передачи

выходе ( $P_2$ ), Вт; *быстроходность*, которая выражается частотой вращения на входе ( $n_1$ ) и на выходе ( $n_2$ ),  $\text{мин}^{-1}$ , или угловыми скоростями  $\omega_1$  и  $\omega_2$ ,  $\text{с}^{-1}$ . Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных, различают производные характеристики:

– *коэффициент полезного действия* (КПД):

$$\eta = P_2 / P_1; \quad (1)$$

– *передаточное отношение*, определяемое в направлении потока мощности:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \quad (2)$$

При  $u > 1$ ,  $n_1 > n_2$  передача понижающая, или *редуктор*.

При  $u < 1$ ,  $n_1 < n_2$  передача повышающая, или *мультипликатор*.

При расчетах передач часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

– выражение мощности через окружную (тангенциальную) силу  $F_t$  (Н), и окружную скорость  $v$  (м/с), колеса, шкива, барабана и т.п.:

$$P = F_t v, \text{ Вт}; \quad (3)$$

– выражение вращающего момента  $T$  через мощность  $P$  (Вт) и угловую скорость  $\omega$  ( $\text{с}^{-1}$ ):

$$T = P / \omega, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4)$$

где  $\omega = \pi n / 30$ ;

– связь между вращающимися моментами на ведущем ( $T_1$ ) и ведомом ( $T_2$ ) валах через передаточное отношение  $u$  и КПД  $\eta$ :

$$T_2 = T_1 u \eta. \quad (5)$$

## 6 Зубчатые передачи

*Зубчатые передачи* обеспечивают передачу момента вращения с помощью последовательно зацепляющихся зубьев. Тела вращения, на которых расположены зубья, называются *зубчатыми колесами*. Меньшее колесо зубчатой пары называется *шестерней*, а большее – *колесом*. Собственно колесо состоит из диска со ступицей и венца.

Классификация зубчатых колес обычно проводится по нескольким признакам.

По взаимному расположению осей зубчатые колеса подразделяются на *цилиндрические* (с параллельными осями), *конические* (с пересекающимися осями) и *гиперболоидные* (со скрещивающимися осями).

По направлению (положению относительно оси колеса) зубьев зубчатые колеса бывают *прямозубыми* и *косозубыми*. Цилиндрические колеса конструктивно могут быть выполнены из двух одинаковых половинок (полушевронов) с противоположным направлением зубьев. Такие колеса носят название *шевронных*.

Если передача образована парой зубчатых колес, зубья которых нарезаны на наружной поверхности колеса, то имеет место *внешнее* (или наружное) зацепление. Когда же зубья одного из колес зубчатой пары нарезаны на внутренней поверхности, а другого – на наружной, то зацепление считается *внутренним*.

По форме профиля зуба различают *эвольвентные* и *круговые* зубчатые колеса. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба. По сравнению с эвольвентным круговой профиль позволяет повысить нагрузку передач.

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают следующими основными достоинствами: а) малыми габаритами; б) высоким КПД; в) большой надежностью в работе; г) постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; д) возможностью применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений.

К недостаткам зубчатых передач могут быть отнесены требования высокой точности изготовления и шум при работе со значительными скоростями.

## **7 Цилиндрические зубчатые передачи прямозубые**

***Краткие сведения о геометрии и кинематике.*** Поверхности взаимодействующих зубьев должны обеспечивать постоянство передаточного числа. Основная теорема зацепления: общая нормаль, проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами зубчатых колес на части, обратно пропорциональные угловым скоростям (рисунок 3). Все геометрические параметры зубчатых колес стандартизованы. В прямозубой передаче зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Это явление сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной

скорости  $v$  колес. Как правило, применяется в открытом и реже в закрытом исполнении.

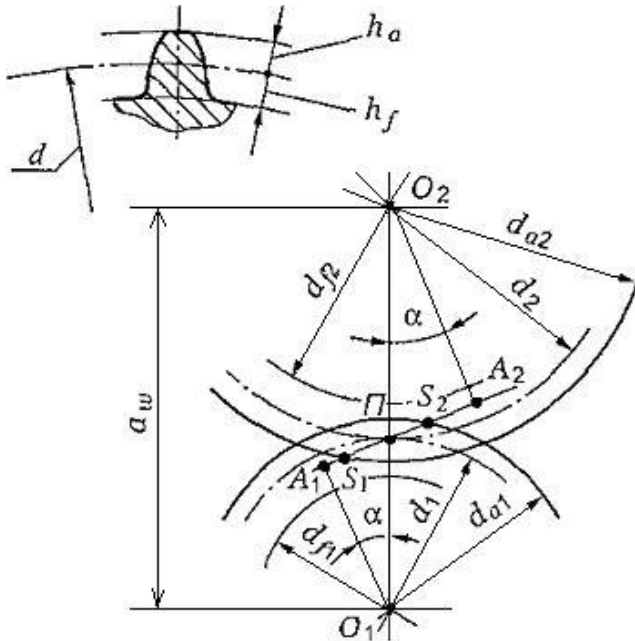


Рисунок 3-Геометрические параметры зубчатых колес:

$\Pi$  – полюс зацепления;  $A_1, A_2$  – линия зацепления,  $S_1, S_2$  – длина активной линии зацепления;  $\alpha$  – угол зацепления;  $a_w$  – межосевое расстояние;  $d_1, d_2$  – диаметры делительных окружностей;  $h_a, h_f$  – высота головки и ножки зуба;  $d_{f1}, d_{f2}$  – диаметры окружностей впадин;  $d_{a1}, d_{a2}$  – диаметры окружностей выступов;  $\alpha$  – угол зацепления,  $\alpha = 20^\circ$

Основной параметр зубчатых колес – модуль  $m$ . Модуль равен отношению окружного шага зубьев  $P_t$  по делительной окружности к числу  $\pi$ :

$$m = P_t / \pi . \quad (6)$$

Делительная окружность делит зуб на две части: головку и ножку. Передаточное отношение:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 . \quad (7)$$

Значение  $u$  ограничивается габаритами передачи. По СТ СЭВ 229-75 значения  $u$  (1-й ряд): 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3 и т.д.

Для одноступенчатых стандартных редукторов не рекомендуется принимать  $u > 5,0$ .

Основные геометрические размеры определяют в зависимости от модуля  $m$ , числа зубьев  $z$ .

Делительная окружность –  $d$ , начальная окружность –  $d_w$ .

Диаметры делительный и начальный:

$$d = d_w = mz / \cos\beta. \quad (8)$$

В соответствии с параметрами исходного контура зубчатой рейки получим диаметры вершин ( $d_a$ ) и впадин ( $d_f$ ) зубьев:

$$\begin{aligned} d_a &= d + 2h_a = d + 2m, \\ d_f &= d - 2h_f = d - 2,5m. \end{aligned} \quad (9)$$

Высота головки зуба:  $h_a = m$ .

Высота ножки зуба:  $h_f = 1,25m$ .

Высота зуба:  $h = h_a + h_f = 2,25m$ .

Межосевое расстояние передачи:

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = d_1(u + 1) / 2 = mz_{\Sigma} / 2 \cos\beta.$$

Здесь  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$  – суммарное число зубьев. Зная  $z_{\Sigma}$ , определяют число зубьев шестерни  $z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1)$  и колеса  $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$ . Значение  $z_1$  округляют в ближайшую сторону до целого числа.

Значения межосевого расстояния  $a_w$  (мм), выбирают из ряда чисел: 40, 50, 63, 80, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, ..., 2500 (СТ СЭВ – 75).

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w, \quad (10)$$

где  $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины венца колеса.

Ширина венца шестерни при твердости рабочих поверхностей зубьев менее 350 НВ:  $b_1 = 1,12b_2$ .

Значения  $b_1$  и  $b_2$  принимают из ряда чисел Ra40. Более широкая шестерня учитывает возможное осевое смещение зубчатых колес из-за неточности сборки, кроме того, это важно при приработке зубьев, когда более твердая шестерня перекрывает по ширине более мягкое



колесо. При твердости рабочих поверхностей зубьев обоих колес более 350 НВ принимают  $b_1$  и  $b_2$  (колеса не прирабатываются).

### ***Точность изготовления и ее влияние на качество передачи.***

Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей (корпусов, подшипников и валов), определяющих их взаимное расположение. Деформация деталей под нагрузкой также влияет на качество передачи. Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются: ошибка шага и формы профиля зубьев и ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

*Ошибки шага и профиля* нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи. В передаче сохраняется постоянным только среднее значение передаточного отношения  $u$ . Мгновенные значения  $u$  в процессе вращения периодически изменяются. Колебания передаточного отношения особенно нежелательны в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции (станки, приборы и др.). В силовых быстроходных передачах с ошибками шага и профиля связаны дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

*Ошибки в направлении зубьев* в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСТ 1643-81, который предусматривает 12 степеней точности.

Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1) *нормой кинематической точности*, регламентирующей наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом);

2) *нормой плавности работы*, регламентирующей многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота;

3) *нормой контакта зубьев*, регламентирующей ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (распределения нагрузки по длине зубьев).

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6-я, 7-я и 8-я степени точности (таблица 1).

Стандарт допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам. Например, для тихоходных высоконагруженных передач можно принять повышенную норму контакта зубьев по сравнению с другими нормами, а для быстроходных малонагруженных – повышенную норму плавности и т.п.

Таблица 1- Основные характеристики цилиндрических зубчатых передач

Степень точности, не ниже	Окружная скорость, м/с, не более		Примечание
	Прямозубая	Косозубая	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т.п.
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор. Размер зазора регламентируется *видом сопряжения зубчатых колес*. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения: Н – нулевой зазор; Е – малый зазор; С и D – уменьшенный зазор; В – нормальный зазор; А – увеличенный зазор. При сопряжениях Н, Е и С требуется повышенная точность изготовления. Их применяют для реверсируемых передач при высоких требованиях к кинематической точности, а также при наличии крутильных колебаний валов.

**Силы в зацеплении.** Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления. На шестерню действует вращательный момент, который создает распределенную по контактным линиям зуба колеса нагрузку. Эту нагрузку заменяют равнодействующей силой  $F_n$ , направленной по линии зацепления  $mn$  и приложенной в полюсе. Силами трения в

зацеплении пренебрегают, так как они малы. Силу  $F_n$  раскладывают на окружную ( $F_t$ ) и радиальную ( $F_r$ ) – см. рис. 4.

$$F_t = F_n \cos \alpha = 2T / d ,$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha . \quad (11)$$

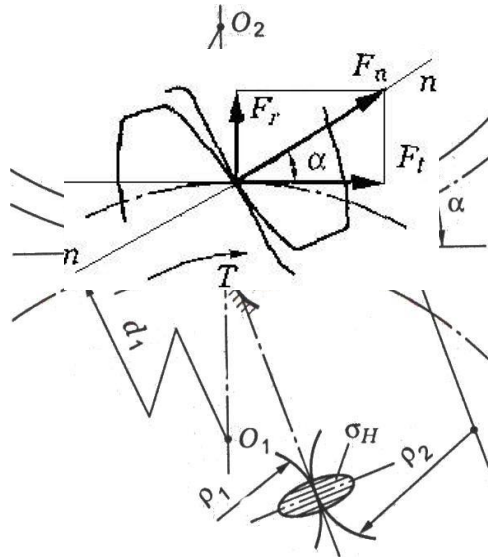


Рисунок 4- Схема действия сил в зубчатом зацеплении

Такое разложение силы  $F_n$  на составляющие удобно для расчета зубьев и валов. На ведомом колесе направление силы  $F_t$  совпадает с направлением вращения, а на ведущем – противоположно ему, т.е. силы на ведущем и ведомом колесах всегда направлены против действия соответствующих моментов. Радиальные силы  $F_r$  направлены к осям вращения колес и создают «распор» в передаче.

Расчет на прочность зубчатых колес проводят по двум условиям прочности: по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба. При расчете по контактным напряжениям для всех коэффициентов применяется индекс Н, по напряжениям изгиба – индекс F.

**Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.** Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев является основным критерием работоспособности зубчатых передач. Расчет производят при контакте зубьев в полюсе зацепления П.

Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусом  $\rho_1$  и  $\rho_2$ .

Из свойств эвольвенты известно, что центры ее кривизны лежат на основной окружности, следовательно, для пары зубьев радиусы кривизны зубьев  $\rho_1$  и  $\rho_2$  в точке касания следующие:

$$\begin{aligned}\rho_1 &= 0,5d_1 \sin \alpha; \\ \rho_2 &= 0,5d_2 \sin \alpha.\end{aligned}\quad (12)$$

Если колеса косозубые, то радиусы кривизны зубьев определяются по размерам эквивалентных колес, следовательно

$$\begin{aligned}\rho_1 &= 0,5d_1 \sin \alpha / \cos^2 \beta; \\ \rho_2 &= 0,5d_2 \sin \alpha / \cos^2 \beta.\end{aligned}\quad (13)$$

При этом наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_H], \quad (14)$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства контактирующих материалов;  $q$  – нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии.

Приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}. \quad (15)$$

После преобразования формулы Герца для контакта цилиндрических поверхностей получают формулу для определения межосевого расстояния:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\Psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}, \quad (16)$$

где  $T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м;  $u$  – передаточное число;  $K_a = 450$  МПа – для прямозубых колес;  $\Psi_{ba}$  – коэффициент ширины колеса;  $[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение.

Определив геометрические размеры передачи, ее проверяют на контактную прочность по формуле

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u}} \leq [\sigma_H], \quad (17)$$

где  $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$  – коэффициент нагрузки при расчете по контактными напряжениям ( $K_{H\alpha}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ );  $K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки;  $K_{H\nu}$  – коэффициент динамической нагрузки);  $Z_\sigma = 9600$  – для прямозубых передач, МПа.

**Расчет зубьев на изгиб.** Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба вследствие усталости материала от длительно действующих нагрузок. Расчет на изгиб сводится к проверке условия  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ .

При выводе расчетной формулы для определения напряжений изгиба принимают следующие допущения: 1) вся нагрузка  $F_n$  зацепления передается одной парой зубьев, которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю (сила трения не учитывается); 2) зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, что позволяет рассчитывать его методами сопротивления материалов. Фактически зуб представляет собой балку с изменяющейся формой. Это учитывается введением в расчетные формулы теоретического коэффициента концентрации напряжений  $K_T$ .

Распределенную по ширине венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой  $F_n$ , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие:

$$F_t = 2T/d; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (18)$$

где  $\alpha$  – угол зацепления.

Напряжение изгиба в опасном сечении (вблизи хорды основной окружности), т.е. напряжение на растянутой стороне зуба, где возникают усталостные трещины, показано на рис. 5.

Напряжения изгиба и сжатия в основании зуба:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{F_t l}{\left( \frac{bs^2}{6} \right)}, \quad (19)$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_r}{A} = \frac{F_r \operatorname{tg} \alpha}{b_s}, \quad (20)$$

где  $W_{\text{изг}}$  – момент сопротивления при изгибе;  $A$  – площадь сечения основания зуба.

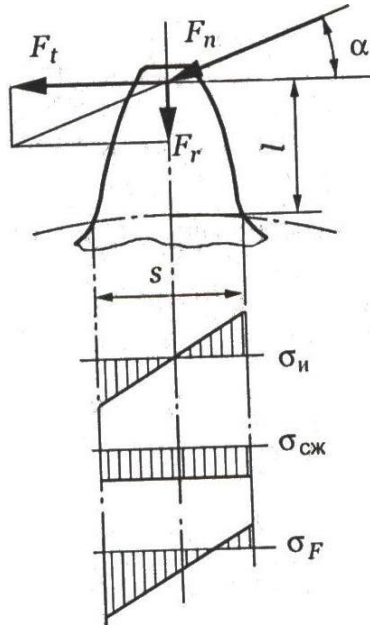


Рисунок 5- Эпюры распределения напряжений по ширине зуба

Напряжения определяются отношением внешней силы к моменту сопротивления сечения. Тогда, после подстановки в исходную формулу, формула проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b m} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma_F], \quad (21)$$

где  $\sigma_F$  и  $[\sigma_F]$  – расчетное и допускаемое напряжения изгиба, Н/мм<sup>2</sup>;  $F_t$  – окружная сила, Н;  $b$  и  $m$  – ширина и модуль зубчатого колеса или шестерни, мм;  $Y_{FS}$  – коэффициент формы зуба – величина безразмерная, зависящая от числа зубьев  $z$  или  $z_v$  и коэффициента

смещения  $x$  (значения  $Y_{FS}$  для зубчатых колес без смещения приводятся в справочнике);  $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$  – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб ( $K_{F\alpha}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;  $K_{F\beta}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий);  $K_{Fv}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки);  $Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие;  $Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев.

## 8 Цилиндрическая косозубая зубчатая передача

### *Геометрия и кинематика косозубых цилиндрических передач.*

Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном диаметре, называют косозубыми. При работе такой передачи зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, как в прямозубой, а постепенно; передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В результате по сравнению с прямозубой повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность работы передачи и уменьшается шум. Поэтому косозубые передачи имеют преимущественное распространение (рисунок 6).

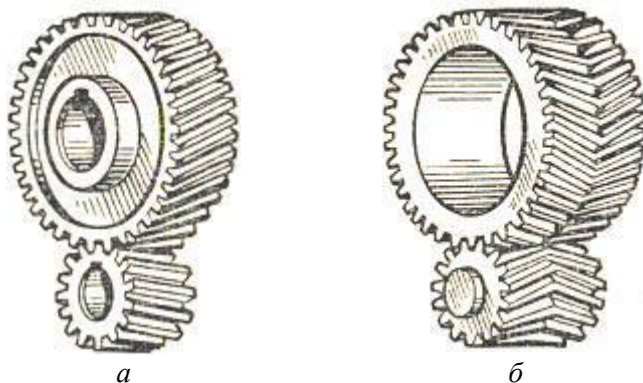


Рисунок 6- Цилиндрическая передача: а – косозубая; б – шевронная

С увеличением угла наклона  $\beta$  линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличиваются (рисунок 7), но при этом увеличивается и осевая сила  $F_a$ , что нежелательно. Поэтому в косозубых передачах принимают угол  $\beta = 7 \dots 20^\circ$ .

Основные геометрические размеры зависят от модуля и числа зубьев. При расчете косозубых колес учитывают два шага: нормальный шаг зубьев  $P_n$  – в нормальном сечении, окружной шаг  $P_t$  – в торцовом сечении; при этом  $P_t = P_n / \cos\beta$ .

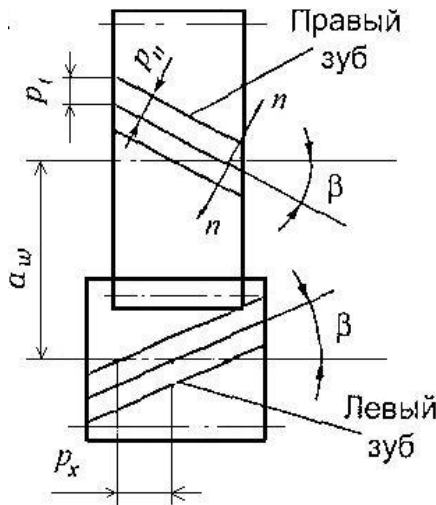


Рисунок 7- Геометрия косозубых колес

Соответственно шагам, имеем два модуля зубьев:

$$\begin{aligned} m_n &= P_n / \pi; \\ m_t &= m_n / \cos\beta, \end{aligned} \quad (22)$$

где  $m_t$  и  $m_n$  – окружной и нормальный модули зубьев.

За расчетный принимают модуль  $m_n$ , значение которого должно соответствовать стандартному. Это объясняется следующим: для нарезания косых зубьев используется тот же инструмент, что и для прямозубых, но с соответствующим поворотом инструмента относительно заготовки на угол  $\beta$ . Поэтому профиль косоугольного зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба, следовательно,  $m_t = m$ .



Диаметры делительный и начальный:

$$d = d_w = m_t z = m_n z / \cos \beta. \quad (23)$$

Диаметры вершин и впадин зубьев:

$$\begin{aligned} d_a &= d + 2m_n, \\ d_f &= d - 2,5m_n. \end{aligned} \quad (24)$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = d_1(u + 1)/2 = m z(u + 1)/2 = m(z_1 + z_2)/2 = m z_\Sigma / 2. \quad (25)$$

**Силы в зацеплении.** Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления. Сила  $F_n$ , действующая на зуб косозубого колеса (рисунок 8), направлена по нормали к профилю зуба, т.е. по линии зацепления эквивалентного прямозубого колеса, и составляет угол  $\alpha$  с касательной к эллипсу.

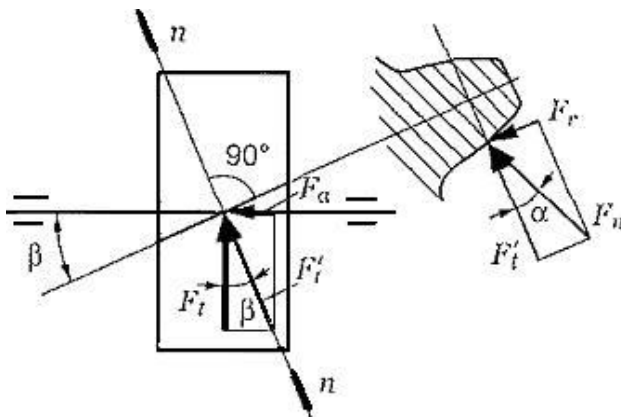


Рисунок 8- Схема действия сил в зацеплении косозубых колес

Разложим эту силу на три составляющие:

– окружную силу

$$F_t = 2T_2 / d_2, \quad (26)$$

– радиальную силу на этом колесе

$$F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \quad (27)$$

– осевую

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (28)$$

В свою очередь,

$$F_n = F_t' \cos \alpha = F_t / (\cos \alpha \cos \beta). \quad (29)$$

На зубья шестерни и колеса действуют одинаковые, но противоположно направленные силы. При определении их направления учитывают направление вращения колес и направление наклона линии зубьев  $\beta$  (правое и левое). Наличие в зацеплении осевой силы, которая дополнительно нагружает валы и подшипники, является недостатком косозубых передач.

**Расчет на контактную прочность.** Вследствие наклона зубьев в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб, повышая его прочность (снижая расчетные напряжения). Аналогично расчету прямозубой передачи межосевое расстояние для косозубых колес определяют по формуле

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}, \quad (30)$$

где  $K_a = 410$  МПа – для косозубых колес.

Контактные напряжения в поверхностном слое зубьев:

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u}} \leq [\sigma_H], \quad (31)$$

где  $Z_\sigma = 8400$  – для косозубых передач;  $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$  – коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям ( $K_{H\alpha} = 1,04 \div 1,13$  коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависит от окружной скорости;  $K_{H\beta}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий), для косозубых передач выбирается с учетом расположения колеса на валу и термообработки;  $K_{H\nu}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки,  $K_{H\nu} = 1,02 \div 1,06$  при любой твердости, скорость до 10 м/с,  $K_{H\nu} = 1,1$  при твердости поверхности не больше 350 НВ и скорости 10 ÷ 20 м/с,  $K_{H\nu} = 1,05$  при твердости более 350 НВ и скорости 10 ÷ 20 м/с).

Косозубые передачи работают более плавно, чем прямозубые, поэтому коэффициент  $K_{H\nu}$  меньше.

Условие контактной прочности косозубой передачи:

$$0,8[\sigma_H] \leq \sigma \leq 1,1[\sigma_H].$$

Если условие не выполняется, то изменяют ширину венца колеса  $b_2$ , не выходя за пределы рекомендуемых значений  $K_{H\gamma}$ . Если это не даст желаемого результата, то назначают другие материалы колес или другую термообработку, и расчет повторяют.

Расчет допускаемых напряжений ведется аналогично расчету прямозубых колес.

**Расчет зубьев на изгиб.** Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и уменьшает динамические нагрузки. Это учитывается введением в расчетную формулу прямозубых передач поправочных коэффициентов  $Y_\beta$  и  $K_{F\alpha}$ . Формула проверочного расчета косозубых передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b m_n} Y_{FS} Y_\beta \leq [\sigma_F], \quad (32)$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, выбирают по эквивалентному числу зубьев  $z_v$ ;  $Y_\beta = 1 - \beta/140$  – коэффициент, учитывающий угол наклона зуба;  $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma}$  – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб ( $K_{F\alpha}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями,  $K_{F\alpha} = 0,81 \div 0,91$ ;  $K_{F\beta}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий);  $K_{F\gamma}$  – коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки,  $K_{F\gamma} = 1,1$  при твердости зубьев более 350 НВ,  $K_{F\gamma} = 1,2$  при твердости зубьев не более 350 НВ);  $Y_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие.

Нормальный модуль зубьев  $m_n$  определяют по аналогии с прямозубыми передачами.

При проверке по формуле можно получить  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$ , что не является недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Если расчетное значение  $\sigma_F$  превышает допускаемое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают  $m$   $\sigma_F > [\sigma_F]$  означает, что в передаче из данных материалов решающее значение имеет не контактная

прочность, а прочность зубьев на изгиб. На практике к таким передачам относятся передачи с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев – 51 – 63HRC (цементация, нитроцементация, азотирование). Проектировочный расчет таких передач следует выполнять с целью обеспечения прочности зубьев на изгиб по форме определения минимально допустимого модуля  $m$ , а затем выполнить проверочный расчет зубьев на контактную прочность.

**Материалы и термообработка.** Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Высокую твердость в сочетании с другими характеристиками, а, следовательно, малые габариты и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке. Сталь в настоящее время – основной материал для изготовления зубчатых колес и зубчатых колес высоконагруженных передач.

В зависимости от твердости (или термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы:

- твердостью  $H \leq 350$  HB – зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные;
- твердостью  $H > 350$  HB – с объемной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией, азотированием и др. Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

Твердость материала  $H \leq 350$  HB позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получать высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т.п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 10 – 15 единиц:

$$H_1 \geq H_2 + (10 \dots 15)HB. \quad (33)$$

Технологические преимущества материала при  $H \leq 350$  HB обеспечили ему широкое распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производства, в мало- и средненагруженных передачах, а также в передачах с большими колесами, термическая обработка которых затруднена.

При  $H > 350$  НВ (вторая группа материалов) твердость выражается обычно в единицах Роквелла HRC ( $1\text{HRC} \approx 10\text{HB}$ ).

Специальные виды термообработки позволяют получить твердость  $H = 50 - 60$  HRC. При этом допускаемые контактные напряжения увеличиваются до двух раз, а нагрузочная способность передачи – до четырех раз по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания.

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые дополнительные трудности:

1. Высокотвердые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательное фланкирование зубьев прямозубых колес.

2. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено, поэтому термообработку выполняют после нарезания. Некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев. Для исправления формы зубьев требуются дополнительные операции: шлифовка, притирка, обкатка и т.п.

*Объемная закалка* – наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Для объемной закалки используют углеродистые и легированные стали со средним содержанием углерода 0,35 – 0,5 % (стали 45, 40X, 40XH и т.д.). Твердость на поверхности зуба 45 – 55 HRC.

Недостатки объемной закалки: коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций, понижение изгибной прочности при ударных нагрузках (материал приобретает хрупкость); ограничение размеров заготовок, которые могут воспринимать объемную закалку. Последнее связано с тем, что для получения необходимой твердости при закалке скорость охлаждения не должна быть ниже критической. С увеличением размеров сечений детали скорость охлаждения падает, и если ее значение будет меньше критической, то получается так называемая мягкая закалка. Мягкая закалка дает пониженную твердость.

Объемную закалку во многих случаях заменяют поверхностными термическими и химико-термическими видами

обработки, которые обеспечивают высокую поверхностную твердость (высокую контактную прочность) при сохранении вязкой сердцевины зуба (высокой изгибной прочности при ударных нагрузках).

*Поверхностная закалка* токами высокой частоты или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает  $H = 48 - 54$  HRC и применима для сравнительно крупных зубьев ( $m \geq 5$  мм). При малых модулях опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением. При относительно тонком поверхностном закаливании зуб искажается мало. И все же без дополнительных отделочных операций трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Закалка ТВЧ требует специального оборудования и строгого соблюдения режимов обработки. Стоимость обработки ТВЧ значительно возрастает с увеличением размеров колес. Для поверхностной закалки используют стали 40X, 40XH, 45 и др.

*Цементация* (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) – длительный и дорогой процесс. Однако она обеспечивает очень высокую твердость (58 – 63 HRC). При закалке после цементации форма зуба искажается, и поэтому требуются отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые стали простые (сталь 15 и 20) и легированные (20X, 12XH3A и др.). Легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и этим предохраняют продавливание хрупкого поверхностного слоя при перегрузках. Глубина цементации около 0,1 – 0,15 мм от толщины зуба, но не более 1,5 – 2 мм. При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в изделиях, где масса и габариты имеют решающее значение (транспорт, авиация и т.п.).

*Нитроцементация* – насыщение углеродом в газовой среде. При этом по сравнению с цементацией сокращаются длительность и стоимость процесса, упрочняется тонкий поверхностный слой (0,3 – 0,8 мм) до 60 – 63 HRC, коробление уменьшается, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Нитроцементация удобна в массовом производстве и получила широкое применение в редукторах общего назначения, в автомобилестроении и других отраслях (материалы 25XГМ, 25XГТ и др.).

*Азотирование* (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем при цементации. Малая толщина твердого слоя (около 0,1 – 0,6 мм) делает зубья чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в

условиях повышенного абразивного износа (например, плохая защита от загрязнения). Степень коробления при азотировании мала. Поэтому этот вид термообработки особенно целесообразно применять в тех случаях, когда трудно выполнить шлифование зубьев (например, колеса с внутренними зубьями). Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА. Заготовку зубчатого колеса, предназначенного для азотирования, подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины.

При отсутствии абразивного износа целесообразно применять так называемое мягкое азотирование на глубину 10 – 15 мкм. Оно значительно проще, обеспечивает минимальное коробление и позволяет получать зубья 7-й степени точности без отделочных операций. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали типа 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА.

Как было отмечено, высокая твердость зубьев значительно повышает их контактную прочность. В этих условиях решающей может оказаться не контактная, а изгибная прочность. Для повышения изгибной прочности высокотвердых зубьев рекомендуют проводить упрочнение галтелей путем дробеструйного наклепа, накатки и т.п.

*В зависимости от способа получения заготовки различают* литые, кованные, штампованные колеса и колеса, изготовляемые из круглого проката. Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

*Чугун* применяют главным образом для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач. Основной недостаток чугуна – пониженная прочность по напряжению изгиба. Однако чугун хорошо противостоит усталостному выкрашиванию и заеданию в условиях скудной смазки. Он не дорог и обладает хорошими литейными свойствами, хорошо обрабатывается. Разработанные новые сорта модифицированного чугуна позволяют чугунному литью конкурировать со стальным литьем также и в закрытых передачах. Для изготовления зубчатых колес применяют серый и модифицированный чугун, а также магниевый чугун с шаровидным графитом.

*Из пластмасс* для изготовления зубчатых колес находят применение главным образом текстолит ( $E = 6000 - 8000$  МПа) и лигнофоль ( $E = 10000 - 12000$  МПа), а также полиамиды типа капрона.

Из пластмассы изготавливают обычно одно из зубчатых колес пары. Из-за сравнительно низкой нагрузочной способности пластмассовых колес их целесообразно применять в малонагруженных и кинематических передачах. В силовых передачах пластмассовые колеса используют только в отдельных случаях, например при необходимости обеспечить бесшумную работу высокоскоростной передачи, не прибегая к высокой точности изготовления, и вместе с тем при условии, что габариты этой передачи допускают повышенные размеры колес. Пластмассовые колеса целесообразно применять и в тех случаях, когда трудно обеспечить точное расположение валов (нет общего жесткого корпуса). Эти колеса менее чувствительны к неточностям сборки и изготовления благодаря малой жесткости материала.

## 9 Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, оси валов которых пересекаются под некоторым межосевым углом  $\Sigma$ . Обычно  $\Sigma = 90^\circ$  (рисунок 9).

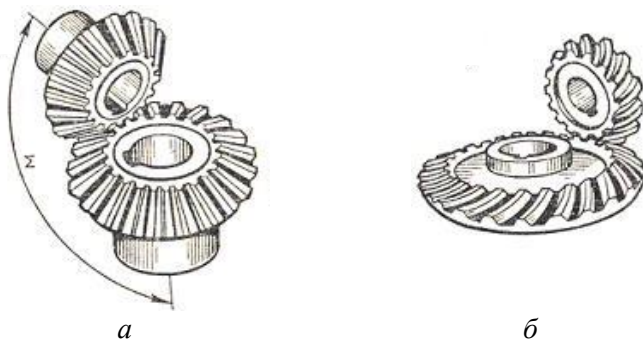


Рисунок 9- Коническая передача: а – прямозубая, б – с круговым зубом

Применяют во всех отраслях машиностроения, где по условиям компоновки машины необходимо передать движение между пересекающимися осями валов. Конические передачи сложнее цилиндрических, требуют периодической регулировки. Для нарезания зубчатых конических колес необходим специальный инструмент. В сравнении с цилиндрическими конические передачи имеют большие массу и габариты, сложнее в монтаже. Кроме того, одно из конических



колес, как правило шестерня, располагается консольно. При этом вследствие повышенной деформации консольного вала увеличивается неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и шум.

Конические колеса бывают с прямыми и круговыми зубьями.

**Геометрические параметры.** Геометрические параметры конических зубчатых колес аналогичны параметрам цилиндрических колес. В конических передачах вместо начальных и делительных диаметров вводятся значения начальных и делительных конусов с углами  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Основные геометрические размеры имеют обозначения, принятые для прямозубых конических передач (рисунок 10). У конического колеса различают внешнее и среднее торцовое сечение. Размеры, относящиеся к внешнему сечению, сопровождаются индексом  $e$ , относящиеся к среднему сечению – индексом  $m$ .

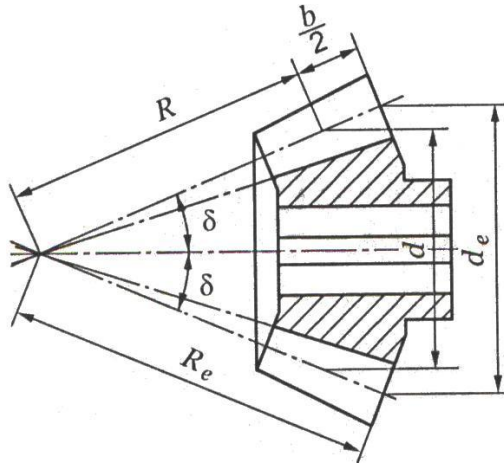


Рисунок 10- Геометрия конического колеса:

$R_e$  и  $R_m$  – внешнее и среднее конусные расстояния;  $d_e$  и  $d_m$  – диаметры внешней и средней делительной окружности;  $b$  – ширина зубчатого венца колеса

Зависимости размеров в среднем и торцовом сечениях:

$$\begin{aligned} R_e &= R_m + 0,5b; \\ d_e &= d_m R_e / R_m; \end{aligned} \quad (34)$$

$$m_{te} = m_{tm} R_e / R_m.$$

Стандартным является внешний торцовый модуль  $m_{te}$ .

Передачное число:

$$u = d_2 / d_1 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 = d_{e2} / d_{e1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (35)$$

Выразим  $d_1$  и  $d_2$  через конусное расстояние  $R$  и углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , получим  $u = \sin \delta_2 / \sin \delta_1$  и при  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$   $u = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2$ .

Для конической прямозубой передачи рекомендуется  $u = 2; 2,5; 3,15; 4$ , для передачи с круговыми зубьями возможны более высокие значения  $u$ ; наибольшее значение  $u = 6,3$ .

**Силы в зацеплении конической передачи.** На шестерню конической прямозубой передачи действуют три силы – окружная  $F_t$ , радиальная  $F_r$ , и осевая  $F_a$ .

Зависимость между этими силами для прямозубой передачи установлена с помощью рисунок 11:

$$F_t = 2T_2 / d_2; F_n = F_t / \cos \alpha; F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha; \quad (36)$$

$$F_{r2} = F'_r \cos \delta_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2; F_{a2} = F'_r \sin \delta_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2.$$

Для шестерни направление сил противоположно, при этом:

$$F_{r1} = F_{a2} \text{ и } F_{a1} = F_{r2}.$$

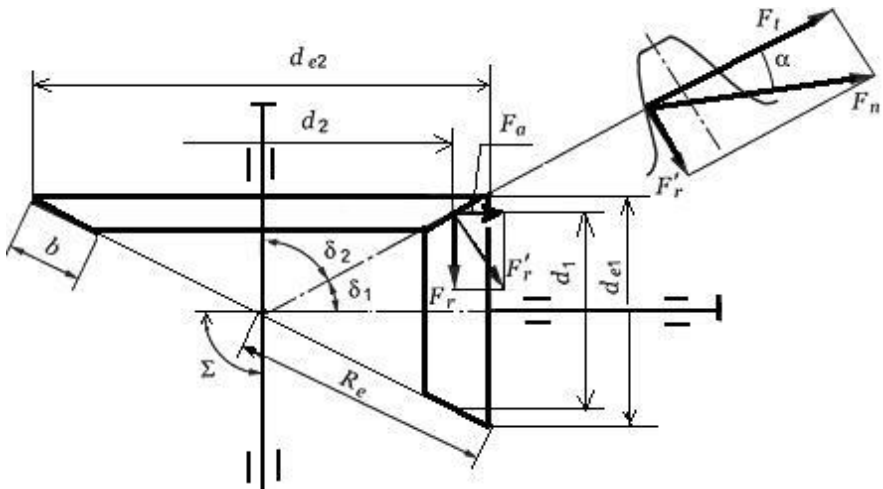


Рисунок 11- Схема действия сил в зацеплении конических колес

**Расчет на контактную прочность.** Прочностной расчет конической передачи основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса такая же как у эквивалентного цилиндрического. Эквивалентным колесом называется такое цилиндрическое колесо, у которого делительный диаметр и модуль равны делительному диаметру и модулю в среднем нормальном сечении реального конического колеса (рисунок 12).

Передаточное число эквивалентной передачи:

$$u_v = z_{v1} / z_{v2} = z_2 \cos \delta_1 / z_1 \cos \delta_2 . \quad (37)$$

Число зубьев эквивалентных цилиндрических колес:

$$z_{vi} = z_i / \cos \delta_i, \quad i = 1; 2 \quad (38)$$

Момент на эквивалентном колесе

$$T_{v2} = T_2 d_{v2} / d_2 = T_2 / \cos \delta_2 = T_2 \sqrt{u^2 + 1} . \quad (39)$$

После ряда преобразований, получаем формулу для расчета контактного напряжения:

$$\sigma_H = 6,7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{TK_{Hv}K_{H\beta}}{u\vartheta_H d_e^3}} \leq [\sigma_H] . \quad (40)$$

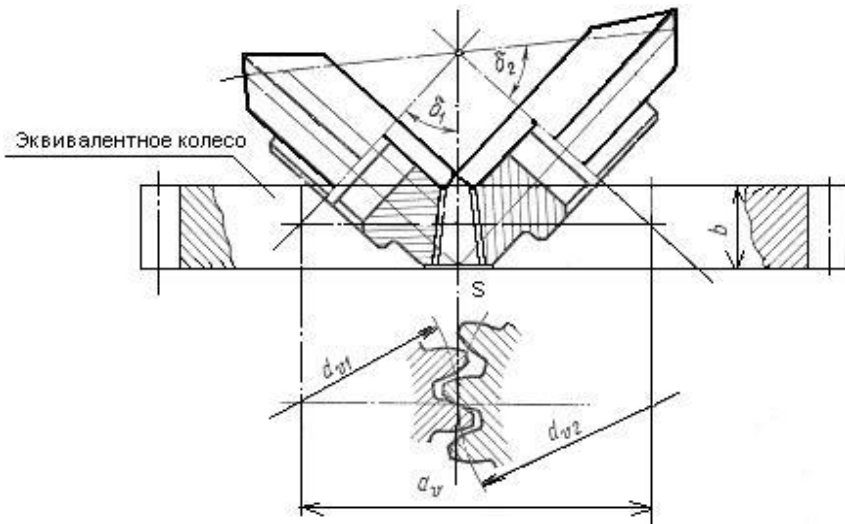


Рисунок 12- Схема построения эквивалентного колеса

**Расчет конических зубчатых передач на изгиб.** Условие прочности:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{\vartheta_F b m_e} \leq [\sigma_F], \quad (41)$$

где  $\vartheta_F$  – коэффициент вида конических колес. Для прямоугольных колес  $\vartheta_F = 0,85$ ; для колес с круговыми зубьями  $\vartheta_F = 1,0$ ;  $Y_F$  – коэффициент формы зуба.

**Краткие сведения о зубчатых передачах с перекрещивающимися осями (винтовых и гипоидных).** В этих передачах, также как и в конических, оси валов располагаются под углом, но не пересекаются, а перекрещиваются, т.е. проходят на некотором расстоянии  $a$  друг от друга. Перекрестное расположение осей придает этим передачам некоторые особенности, которые используют на практике. Например, подшипники обоих валов можно располагать по обе стороны колеса; оба вала могут продолжаться в обе стороны от колеса, что позволяет передавать движение от одного ведущего вала нескольким ведомым.

Основными недостатками передач с перекрещивающимися осями являются повышенное скольжение в зацеплении и связанные с этим повышенный износ и склонность к заеданию.

Винтовые и гипоидные передачи применяют преимущественно в специальных изделиях.

**Винтовая передача** осуществляется цилиндрическими косозубыми колесами. При перекрестном расположении осей валов начальные цилиндры колес соприкасаются в точке, поэтому зубья имеют точечный контакт. Векторы окружных скоростей колес направлены под углом перекрещивания, поэтому в зацеплении наблюдается большое скольжение. Точечный контакт и скольжение приводят к быстрому износу и заеданию даже при сравнительно небольших нагрузках. Поэтому винтовые передачи применяют главным образом в кинематических цепях приборов. В силовых передачах их заменяют червячными передачами с многозаходными червяками. Во многих случаях такая замена целесообразна и в передачах приборов. Прочностной расчет винтовых передач выполняют по условным формулам, основанным на экспериментальных данных.

**Гипоидная передача** осуществляется коническими колесами с косыми или криволинейными зубьями. Вершины конусов колес не

совпадают. Угол перекрещивания осей чаще всего выполняется равным  $90^\circ$ . В отличие от винтовых передач гипоидные могут быть выполнены с линейным контактом зубьев. Скорости скольжения в гипоидных передачах меньше, чем в винтовых. Поэтому они обладают повышенной нагрузочной способностью. На практике опасность заедания, связанная со скольжением, устраняется применением специальных смазочных материалов с антизадирными присадками (гипоидные масла) и термообработкой зубьев до высокой твердости, а также ограничением смещения  $a$  осей валов.

Недостатком гипоидных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

## 10 Планетарные передачи

### *Назначение и область применения планетарных передач.*

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями. Планетарную передачу применяют как редуктор с постоянным передаточным числом, как коробку скоростей, передаточное число в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев (водила или одного из колес), как дифференциальный механизм. Их успешно применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и т.д. Имеется большое количество различных типов планетарных передач, но одноступенчатая планетарная передача (рисунок 13) получила самое широкое распространение. Она с успехом применяется как для больших, так и малых мощностей в силовых и кинематических приводах, т.е. не имеет ограничений по применению. КПД передачи  $\eta = 0,96 - 0,98$ . В передачах применяют не только цилиндрические, но и конические колеса. Зубья могут быть прямые и косые. Обычно число сателлитов  $C = 3 - 6$ , но встречаются передачи с  $C > 6$ . Наибольшее распространение получили прямозубые передачи с числом сателлитов  $C = 3$ .

*Устройство и принцип работы.* Планетарная передача (рис. 13) состоит из неподвижного центрального колеса  $1$  с наружными зубьями, сателлитов  $2$ , неподвижного центрального колеса  $3$  с внутренними зубьями и водила  $H$ , на котором укреплены оси сателлитов.

Сателлиты обкатываются по центральным колесам и вращаются вокруг своих осей, то есть совершают движение, подобное движению планет. Водило вместе с сателлитами вращается вокруг центральной оси.

При неподвижном центральном колесе 3 движение может передаваться от центрального колеса 1 к водилу H или от водила к колесу 1. В случае неподвижного водила движение может передаваться от колеса 1 к колесу 3 или от колеса 3 к колесу 1.

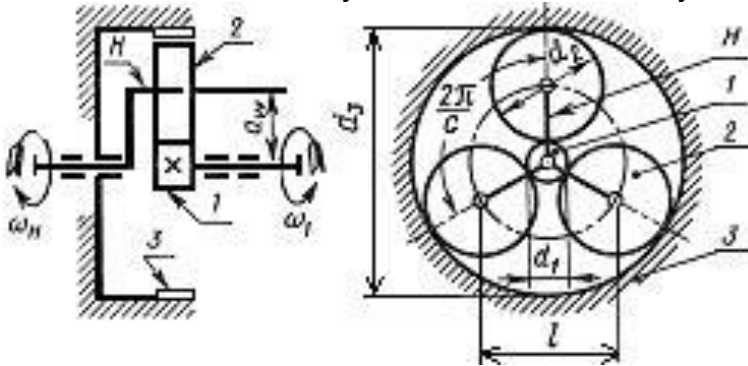


Рисунок 13- Простейшая планетарная передача

Планетарную передачу, в которой одно из центральных колес неподвижно, называют простейшей. В отличие от простейшей планетарную передачу, в которой все зубчатые колеса и водило подвижны (свободны), называют дифференциальной. В дифференциальной передаче одно движение можно раскладывать на два или два движения сложить в одно. Например, движение колеса 3 можно передавать одновременно колесу 1 и водилу H или от колес 1 и 3 водилу H.

Достоинства планетарных передач:

- 1) Большое передаточное число в одной ступени;
- 2) Малые габариты и масса. Это объясняется следующим: мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов;
- 3) Повышенная нагрузочная способность, так как широко применяются зубчатые колеса с внутренним зацеплением (большой радиус кривизны);
- 4) Малая нагрузка на опоры, так как сателлиты расположены симметрично, и поэтому силы в передаче взаимно уравновешивают друг друга;

5) Планетарные передачи работают с меньшим шумом, что связано с повышенной плавностью внутреннего зацепления и меньшими размерами колес.

Недостатки планетарных передач:

- 1) Повышенные требования к точности изготовления и монтажа;
- 2) Резкое снижение КПД передачи с увеличением передаточного числа (увеличение количества трущихся поверхностей).

**Разновидности планетарных передач.** Существует большое количество планетарных передач. Выбор типа передач определяется ее назначением. Наиболее широко в машиностроении применяется однорядная передача (рисунок 13). Эта передача имеет минимальные габариты. Она применяется в силовых и вспомогательных приводах.  $\text{КПД} = 0,96 - 0,98$  при  $u = 3,15 - 12,5$ . Для получения больших передаточных чисел применяют многоступенчатые планетарные передачи (рисунок 14).

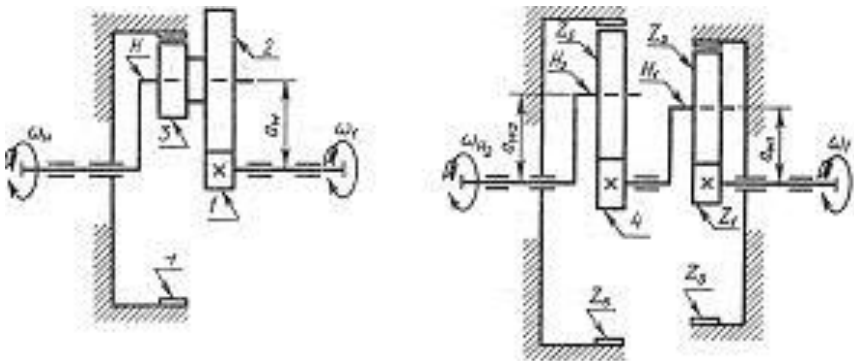


Рисунок 14- Многоступенчатые планетарные передачи

**Конструктивные особенности планетарных передач.**

Вследствие неизбежной неточности изготовления и сборки зубчатых колес планетарной передачи нагрузка между сателлитами распределяется неравномерно. Для выравнивания нагрузки по потокам одно из центральных колес делают самоустанавливающимся, то есть не имеющим радиальных опор.

Водила планетарных передач должны быть прочными и жесткими при малой массе. Их изготавливают литыми из высокопрочного чугуна.

Подбор чисел зубьев планетарной передачи основывается на трех условиях:

1) Условие соосности, по которому межосевые расстояния зубчатых пар с внешним и внутренним зацеплением должны быть равны. При этом число зубьев центральной шестерни задают из условия неподрезания ножки зуба, а число зубьев внешнего колеса – по заданному передаточному отношению.

2) Условие сборки – во всех зацеплениях центральных колес с сателлитами имело место совпадение зубьев со впадинами, иначе собрать передачу невозможно.

3) Условие соседства – сателлиты при вращении не должны задевать друг друга зубьями.

## 11 Передача винт-гайка

### *Назначение и область применения передачи винт-гайка.*

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное движение (рисунок 15). При этом как винт, так и гайка могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения одновременно.

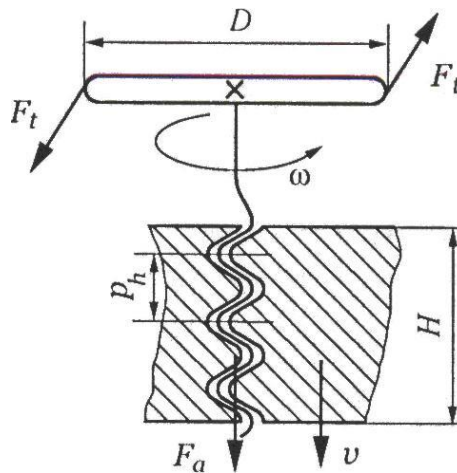


Рисунок 15. Схема действия передачи винт-гайка



В винтовых механизмах вращение винта или гайки осуществляется с помощью маховика, шестерни и т.д.

Передаточное отношение передачи винт-гайка определяется по формуле:

$$u = \pi D / p_h, \quad (42)$$

где  $D$  – диаметр маховика;  $p_h$  – ход винта;  $p_h = pz$ , где  $p$  – шаг резьбы;  $z$  – число заходов резьбы.

Окружная сила на маховике:

$$F_t = F_a u \eta,$$

где  $F_a$  – осевая сила на гайке (винте);  $u$  – передаточное отношение передачи;  $\eta$  – КПД передачи; без учета потерь в опорах КПД передачи можно подсчитать по формуле:  $\eta = \operatorname{tg}\psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$ , где  $\psi$  – угол подъема винтовой линии  $\operatorname{tg}\varphi = f$  – коэффициент трения;  $\varphi = \operatorname{arctg}f$ .

Достоинства передачи винт-гайка:

1. Большой выигрыш в силе;
2. Возможность получения медленного движения с высокой точностью перемещения; компактность при высокой нагрузочной способности;
3. Простота конструкции и изготовления;
4. Плавность и бесшумность;
5. Высокая надежность.

Недостатки передачи винт-гайка:

1. Повышенный износ резьбы, вызываемый большим трением;
2. Низкий КПД.

Конструкция передач:

Различаются два типа передач винт-гайка:

- передачи с трением скольжения рисунок 16, *a*;
- передачи с трением качения рисунок 16, *б*.

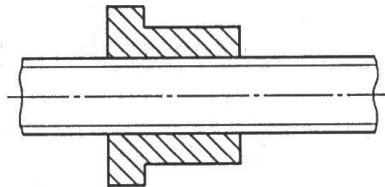




Рисунок 16- Передача с трением скольжения (а), качения (б)

**Материалы винта и гайки.** Материалы винта и гайки должны иметь низкий коэффициент трения и повышенное сопротивление износу. Выбор марки материала зависит от назначения передачи и условий работы. Для уменьшения потерь на трение подбирают пару сталь – бронза. Винты передач без термообработки изготавливают из сталей 45, 50 и др., в ответственных передачах – из сталей 40Х, 40ХГ, 65Г и др., с закалкой винтов до твердости более 50HRC, с последующим шлифованием резьбы. Гайки ответственных передач (высокие окружные скорости –  $v = 6 - 15$  м/мин и нагрузки) изготавливают из оловянных бронз Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 и др., а при работе с большим перерывом, а также при малых нагрузках и скоростях – из антифрикционного чугуна марок АЧВ-1, АЧС-3, АЧК-2, или серого чугуна марок СЧ15, СЧ20.

**Особенности расчета резьбы винтовых механизмов.** Основным критерием работоспособности резьбы является износостойкость.

Значение  $\sigma_{см}$  в ходовой резьбе:

$$\sigma_{см} = \frac{F_a}{A \cdot z} = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq [\sigma_{см}], \quad (43)$$

где  $F$  – осевая сила,  $A$  – площадь рабочей поверхности витка,  $d_2$  – средний диаметр резьбы,  $H_1$  – рабочая высота профиля,  $z = H \cdot p$  – число витков в гайке, где  $p$  – шаг резьбы.

### Контрольные вопросы

1. В каких случаях применяется прямозубая цилиндрическая передача? Какой основной критерий работоспособности зубчатых передач?

2. Что учитывают коэффициенты  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{H\nu}$ , при расчете на контактную прочность? Что учитывают коэффициенты нагрузки  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$ ,  $K_{F\nu}$ ?

3. Какой параметр зубчатой передачи определяется из расчета на контактную прочность?

4. Какие условия должны соблюдаться при расчете на контактную прочность и на изгиб? От чего зависит  $Y_F$  – коэффициент формы зуба?

5. В чем преимущества косозубых передач по сравнению с прямозубыми передачами? Какие силы возникают в зацеплении косозубой передаче?

6. Каково условие контактной прочности косозубой передачи?

7. В каких случаях применяют конические зубчатые передачи? Какое преимущество у конических колес с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми колесами?

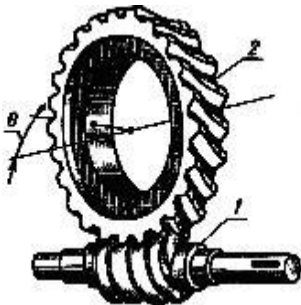
8. Какая зубчатая передача называется планетарной? Каковы основные достоинства и недостатки планетарных передач по сравнению с простыми зубчатыми передачами?

9. Где применяется передача винт-гайка? Какие материалы используются для изготовления винтов и гаек?

10. Какие виды винтов бывают в зависимости от назначения передачи? Что является основным критерием работоспособности и расчета передачи?

## 12 Червячные передачи

**Основные сведения.** Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, у которых угол скрещивания осей обычно составляет  $90^\circ$  (рисунок 17).



В большинстве случаев ведущим является червяк, т.е. короткий винт с трапецидальной или близкой к ней резьбой.

Для облегчения тела червяка венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления.

Рисунок 17- Червячная передача:  
1 – червяк; 2 – венец  
червячного колеса

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

**Область применения червячных передач.** Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева. Червячные передачи широко применяют в подъемно-транспортных машинах, троллейбусах и особенно там, где требуется высокая кинематическая точность (делительные устройства станков, механизмы наводки и т.д.). Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

Достоинства червячной передачи:

- 1) Плавность и бесшумность работы.
- 2) Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.
- 3) Возможность большого редуцирования, т.е. получения больших передаточных чисел (в отдельных случаях в не силовых передачах до 1000).
- 4) Возможность получения самотормозящей передачи, т.е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса.
- 5) Высокая кинематическая точность.

Недостатки червячной передачи:

- 1) Сравнительно низкий КПД вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса.
- 2) Значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом.
- 3) Необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов.
- 4) Повышенное изнашивание и склонность к заеданию.

Классификация червячных передач:

1. В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рисунок 18) передачи бывают с цилиндрическим (а) или с глободным (б) червяком.

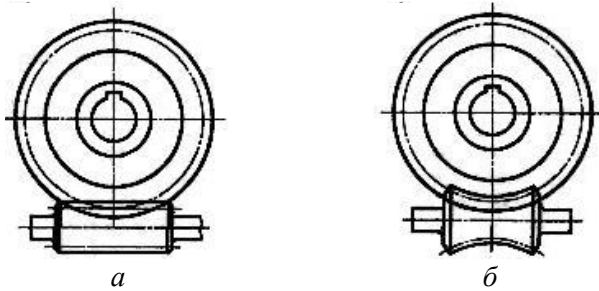


Рисунок 18- Схемы червячных передач

Глобоидная передача имеет повышенный КПД, более высокую несущую способность, но сложна в изготовлении и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызванному изнашиванием подшипников.

2. В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым и левым направлением линии витка.

3. В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка передачи бывают с одно- или многозаходным червяком.

4. В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 19) передачи бывают: с нижним (а), боковым (б) и верхним (в) червяками.

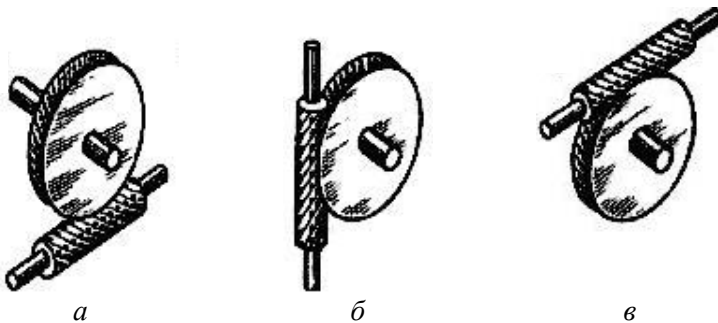


Рисунок 19- Виды расположения червяка

5. В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают: с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками. Каждый из них требует особого способа нарезания (рисунок 20).

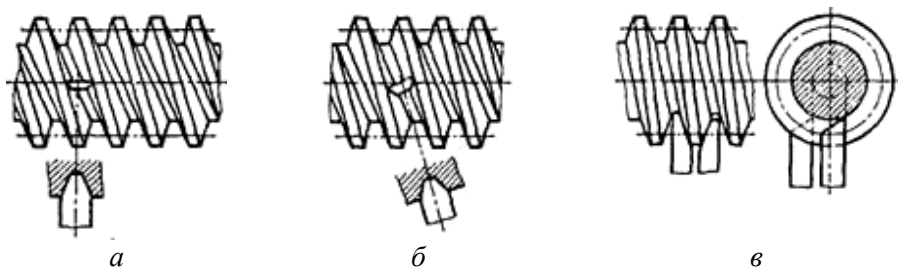


Рисунок 20- Основные разновидности червяков и принцип образования профиля: а – архимедов; б – конволютный; в – эвольвентный

**Основные геометрические соотношения в червячной передаче.**

В червячной передаче, как и в зубчатой, различают диаметры начальных и делительных цилиндров (рисунок 21).

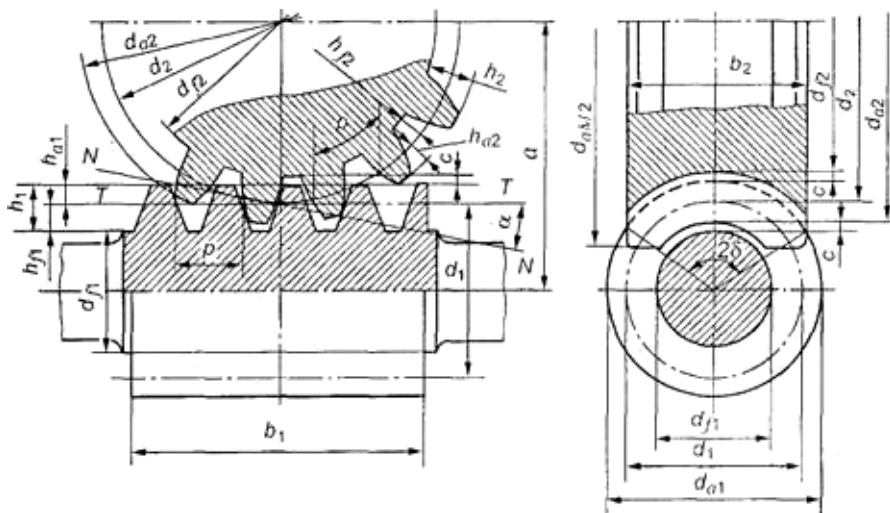


Рисунок 21- Геометрические параметры червячной передачи

**Червяки.** Число заходов червяка обозначают  $z_1$ . Число заходов выбирают в зависимости от передаточного числа  $u$ . По стандарту принимаем  $z_1 = 1; 2; 4$ . Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называют расчетным шагом червяка  $p$ .

Модуль передачи – это отношение  $p/\pi$  – стандартный параметр, для червяка он является осевым, для колеса – торцовым.

Делительный диаметр червяка  $d_1 = qm$ , где  $q$  – коэффициент диаметра червяка. Значение  $m$  и  $q$  стандартизированы.

Угол подъема винтовой линии  $\gamma$ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}. \quad (44)$$

Высота головки  $h_{a1}$  и ножки  $h_{f1}$  витков определяется:

$$h_{a1} = h_{a1}^* m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* m, \quad (45)$$

где  $h_{a1}^* = 1$  – коэффициент высоты головки,  $h_{f1}^*$  – коэффициент высоты ножки для архимедовых и конволонтных червяков равен 1,2, для эвольвентных червяков  $h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$ .

Диаметры вершин  $d_{a1}$  и впадин  $d_{f1}$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}. \quad (46)$$

Длина нарезной части  $b_1$ :

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m, \quad (47)$$

где  $c_1 = 11$ ,  $c_2 = 0,06$ , при  $z_1 = 1; 2$ ;  $c_1 = 12,5$ ,  $c_2 = 0,09$  при  $z_1 = 4$ .

*Червячные колеса.* В осевом сечении зубья колеса имеют форму дуги. Это обеспечивает увеличение длины контактных линий.

Делительный (начальный) диаметр:  $d_2 = mz_2$ .

Диаметры вершин  $d_{a2}$  и впадин  $d_{f2}$ :

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}; \quad (48)$$

где  $h_{a2} = m$ ;  $h_{f2} = 1,2m$ .

Наибольший диаметр колеса:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (49)$$

Ширину колеса  $b_2$  определим по формуле

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1; 2 \text{ и } b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4.$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2). \quad (50)$$

Условный угол обхвата:

$$2\delta - \sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (51)$$

**Скорость скольжения в передаче. Передаточное число.** Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса (рисунок 22). Скорость скольжения направлена по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка и определяется из параллелограмма скоростей:

$$v_{ск} = \frac{v_1}{\cos \gamma}, \quad (52)$$

где  $v_1 = \frac{\pi d_1}{60 \cdot 1000} n_1$  – окружная скорость, м/с.

Для передач с червяком, имеющим один виток ( $z_1 = 1$ ),  $v_{ск} \approx v_1$ .

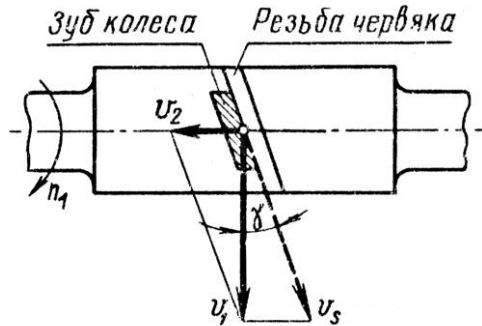


Рисунок 22- Схема определения скорости скольжения в червячной передаче

Передаточное число червячной передачи определяют по условию, согласно которому за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (53)$$



где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости червяка и колеса;  $z_1$  и  $z_2$  – число витков червяка и число зубьев колеса.

**Силы в зацеплении.** В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, сила червяка воспринимается не одним, а несколькими зубьями колеса. Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса  $F_n$  принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления  $\Pi$  по нормали к рабочей поверхности витка.

По правилу параллелепипеда  $F_n$  раскладывают по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие  $F_{f1}$ ,  $F_{r1}$ ,  $F_{a1}$  (рисунок 23):

1. Окружная сила на червячном колесе  $F_{t2}$  численно равна осевой силе на червяке  $F_{a1}$ :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}, \tag{54}$$

где  $T_2$  – вращающий момент на червячном колесе.

2. Окружная сила на червяке  $F_{t1}$  численно равна осевой силе на червячном колесе  $F_{a2}$ :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_1 u \eta}, \tag{55}$$

где  $T_1$  – вращающий момент на червяке;  $\eta$  – КПД передачи.

3. Радиальная сила на червяке  $F_{r1}$  равна радиальной силе на колесе  $F_{r2}$ :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \tag{56}$$

**Материалы червячной пары.** Червяк и колесо должны образовывать антифрикционную пару, обладать высокой прочностью, износостойкостью и сопротивляемостью заеданию ввиду

значительных скоростей скольжения в зацеплении.

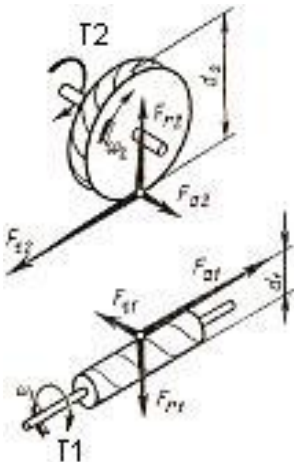


Рисунок 23- Схема сил, действующих в червячном зацеплении

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости 45 – 53 НКСЭ. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из цементуемых сталей (15Х, 20Х и др.) с твердостью после закалки 56 – 63 НРС.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения  $v_s$  и длительности работы.

При высоких скоростях скольжения ( $v_s = 5 - 25$  м/с) и длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, которые обладают хорошими противозадирными свойствами. При средних скоростях скольжения ( $v_s = 2 - 5$  м/с) применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости 45НРСЭ шлифованными и полированными червяками. В отдельных случаях ее применяют до  $v_s = 8$  м/с. При малых скоростях скольжения ( $v_s < 2$  м/с) червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12 СЧ15 и др.

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения по эмпирической формуле:

$$v_{ск} \approx \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (57)$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $T_2$  – крутящий момент на колесе, Н · м.

Практика показала, что срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок. Большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом.

**Расчет на прочность червячных передач.** В червячных передачах, аналогично зубчатым передачам, зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и на изгиб. В червячных передачах кроме выкашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и изнашивания, которые зависят от значений контактных напряжений (рисунок 24).

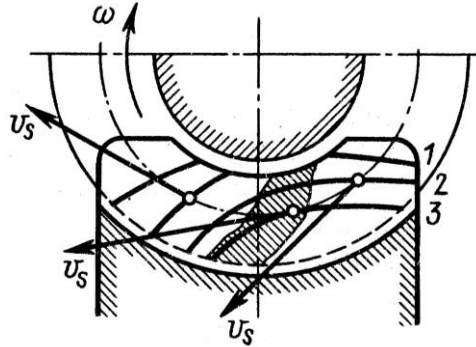


Рисунок 24- Схема расположения контактных линий (1 – 5)  
в процессе зацепления червячной пары

Поэтому для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, а расчет по напряжениям изгиба – проверочным.

**Расчет по контактным напряжениям.** В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предположения, что и в зубчатых передачах.

Формула проверочного расчета червячных передач по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = \frac{5300}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right)^3} K T_2 \leq [\sigma_H], \quad (58)$$

где  $[\sigma_H]$  – расчетное контактное напряжение для поверхностей зубьев и витков в зоне зацепления,  $\text{Н/мм}^2$ ,  $K$  – коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации деталей и дополнительные динамические нагрузки (при окружной скорости червячного колеса  $v_2 \leq 3 \text{ м/с}$  –  $K = 1$ , при  $v_2 \geq 3 \text{ м/с}$  –  $K = 1,1 \dots 1,3$ ).

Червячные передачи работают плавно, бесшумно, поэтому в них дополнительные динамические нагрузки невелики. Хорошая приработка зубьев колес к виткам червяков значительно уменьшает концентрацию нагрузки.

**Расчет по напряжениям изгиба.** Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых

колес. Вследствие дугообразной формы зубьев считают, что их прочность на изгиб примерно на 40 % выше, чем зубьев цилиндрических косозубых колес. Формула проверочного расчета зубьев червячного колеса имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{F_{r2} K \cos \gamma \cdot Y_F}{1,3 m^2 q} \leq [\sigma_F], \quad (59)$$

где  $\sigma_F$  – расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зубьев червячного колеса;  $Y_F$  – коэффициент формы зуба червячного колеса; выбирается по эквивалентному числу зубьев  $z_1 = z_2 / \cos^3 \gamma$ .

**КПД червячных передач.** Роль смазывания в червячной передаче еще важнее, чем в зубчатой передаче, так как в зацеплении происходит скольжение витков червяка вдоль линий зубьев колеса. В случае несовершенства смазывания резко возрастают потери, возможность повреждения зубьев.

Червячная передача является зубчато-винтовой, поэтому в ней имеются потери, свойственные как зубчатой передаче, так и передаче винт-гайка. В общем случае КПД червячной передачи учитывает потери соответственно в подшипниках, зубчатом зацеплении, винтовой паре, а также на размешивание и разбрызгивание масла.

На КПД передачи влияет сорт масла и шероховатость рабочих поверхностей витков червяка, которая не должна быть грубее 0,63 мкм.

Червячные передачи, как уже указывалось, имеют сравнительно низкий КПД, что ограничивает область их применения. КПД червячных передач колеблется от 0,7 до 0,95 и зависит от числа витков  $z_1$  (заходов) червяка. С увеличением  $z_1$  возрастает угол подъема витка червяка и повышается КПД передачи. Рекомендуется:  $z_1 = 4$  при  $u = 8 \dots 15$ ,  $z_1 = 2$  при  $u = 15 \dots 30$ ,  $z_1 = 1$  при  $u > 30$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (60)$$

$\varphi$  – приведенный угол трения.

**Тепловой расчет.** При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. Потерянная мощность  $P_1$  на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в теплоту, которая нагревает масло,

а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод теплоты недостаточен, передача перегреется. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (его вязкость падает) и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя. Поэтому червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

Тепловой расчет червячной передачи производится как проверочный после определения размеров корпуса при эскизном проектировании. Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе теплового баланса, т.е. равенства тепловыделения  $Q_B$  и теплоотдачи  $Q_0$ :

$$P_1 = T_2 \omega_2 / \eta. \quad (61)$$

Количество теплоты, выделяющееся в непрерывно работающей передаче в одну секунду

$$Q_0 = K_T (t_M - t_B) \cdot A, \quad (62)$$

где  $A$  – площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом,  $m^2$ . Поверхность днища корпуса не учитывается, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом;  $t_B$  – температура воздуха вне корпуса; в цеховых условиях обычно  $t_B = 20$  °С;  $t_M$  – температура масла в корпусе передачи, °С;  $K_T$  – коэффициент теплопередачи, т.е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус, зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха (интенсивности вентиляции помещения).

Для чугунных корпусов, не обдуваемых вентилятором, принимают  $K_T = 12 \dots 18$  Вт/( $m^2 \cdot$  °С). Большие значения используют при незначительной шероховатости и загрязненности поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем расположении червяка).

Температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения

$$t_M = t_B + \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A} \leq [t_M]. \quad (63)$$

Если при расчете температура масла окажется больше допустимой, то либо увеличивают поверхность охлаждения, применяя охлаждающие ребра, либо применяют искусственное охлаждение (обдувают корпус или охлаждают масло).

**Глобоидные передачи.** У глобоидных передач витки червяка образуются на глобоиде. Нагрузочная способность этих передач примерно в 1,5 раза больше по сравнению с обычными червячными передачами. Повышение нагрузочной способности глобоидных передач объясняется одновременным зацеплением большого числа зубьев и благоприятным расположением линий контакта.

В глобоидном зацеплении линии контакта располагаются почти перпендикулярно направлению скоростей скольжения, что способствует образованию непрерывной масляной пленки на трущихся поверхностях. Благоприятные условия смазки способствуют устранению заедания и позволяют повысить контактные напряжения. Изготовление червячных передач с глобоидным червяком значительно сложнее, чем с цилиндрическим. При сборке необходимо обеспечить точное осевое положение не только колеса, но и червяка. Передачи очень чувствительны к износу подшипников и деформациям. Эти недостатки ограничивают применение глобоидных передач.

Получают распространение цилиндрические червяки с вогнутым профилем витков. Они проще в изготовлении и эксплуатации и в то же время не уступают глобоидным червякам по нагрузочной способности. У них также благоприятное расположение контактных линий для режима жидкостного трения.

### **Контрольные вопросы**

1. По какому принципу осуществляется движение в червячной передаче? Назовите достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми.
2. По каким признакам классифицируют червячные передачи?
3. Какой модуль в червячной передаче является расчетным? По какой формуле определяется передаточное число червячной передачи?
4. Из каких соображений выбирают число витков червяка?
5. Почему в червячной передаче возникает скольжение и как оно влияет на работу передачи?
6. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо?

7. Из каких материалов изготавливают червяки и венцы червячных колес?

8. Назовите виды разрушений червячных колес. Какой вид разрушения зубьев встречается наиболее часто?

9. Как вычисляют КПД червячной передачи? Назовите основные факторы, влияющие на КПД.

10. В чем сущность теплового расчета червячных передач? Назовите способы охлаждения червячных передач.

### 13 Ременные передачи

**Общие сведения.** Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем (рисунок 25). Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего.

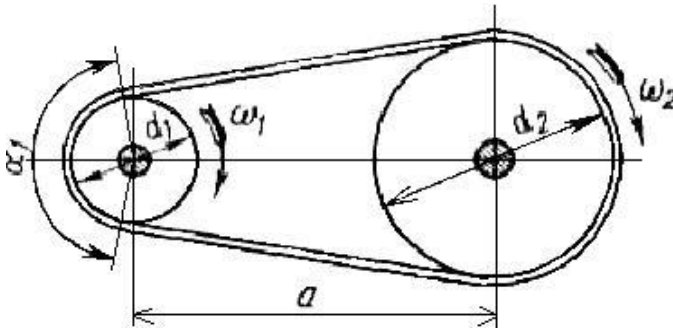


Рисунок 25- Геометрические параметры ременной передачи

**Область применения ременных передач.** Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние должно быть достаточно большим, а передаточное число не строго постоянным (в приводах станков, транспортеров, дорожных и строительных машин и т.п.).

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт и в редких случаях достигает 1500 кВт. Скорость ремня  $u = 5 \dots 50$  м/с, а в сверхскоростных передачах может достигать до 100 м/с.

Ограничение мощности и нижнего предела скорости вызвано большими габаритами передачи. В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода.

**Классификация ременных передач.** В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи (рисунок 26) бывают:

- 1) плоскоременные (рисунок 26, а),
- 2) клиноременные (рисунок 26, б),
- 3) круглоременные (рисунок 26, в),
- 4) поликлиноременные (рисунок 26, г).

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиновые и поликлиновые ремни. Передача с круглым ремнем имеет ограниченное применение (швейные машины, настольные станки, приборы).

По расположению валов в пространстве:

- 1) передачи с параллельными валами: открытые (рисунок 27а), перекрестные (рисунок 27б);
- 2) передачи со скрещивающимися валами – полуперекрестные (рисунок 27в);
- 3) передачи с пересекающимися осями валов – угловые (рисунок 27г).

Разновидностью ременной передачи является зубчатоременная, передающая нагрузку путем зацепления ремня со шкивами.

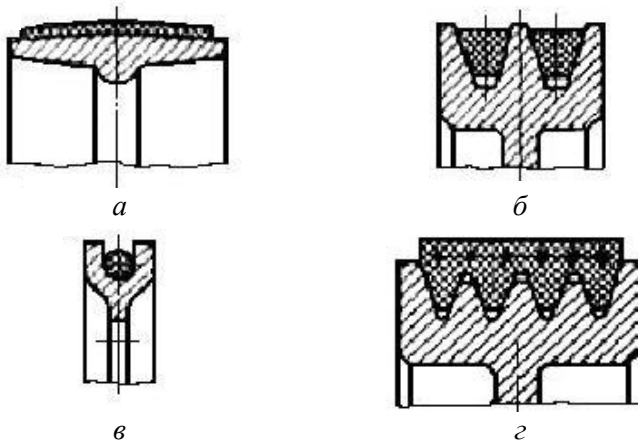


Рисунок 26- Формы поперечного сечения ремня



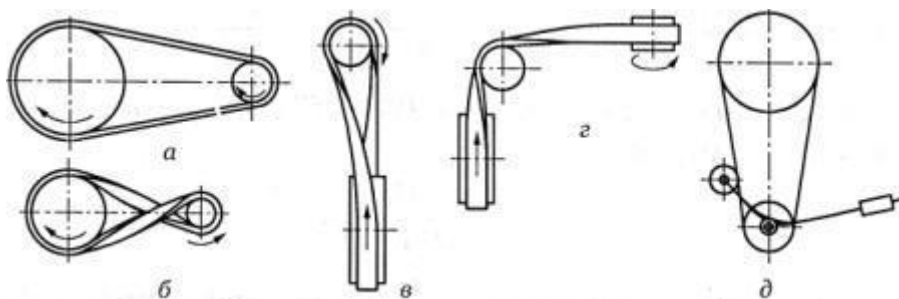


Рисунок 27- Схемы расположения валов ременных передач

Достоинства ременных передач:

1. Простота конструкции и малая стоимость.
2. Возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15 м).
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Недостатки ременных передач:

1. Большие габаритные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей.
2. Малая долговечность ремня в быстроходных передачах.
3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня.
4. Непостоянное передаточное число из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня.
5. Неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня.

Типы ремней:

Материалы ремней должны обладать достаточной прочностью, износостойкостью, эластичностью, долговечностью и иметь низкую стоимость. Плоскоременная передача имеет простую конструкцию и вследствие большой гибкости ремня обладает повышенной долговечностью. Эта передача рекомендуется при больших межосевых расстояниях до 15 м и высоких скоростях до 100 м/с. Для плоскоременной передачи применяют следующие ремни:

- 1) кордошнуровые прорезиненные (рисунок 28) – большой диапазон мощностей и  $v \leq 35$  м/с;

2) синтетические тканые (из капроновой ткани, покрытой полиамидной пленкой с высоким коэффициентом трения) – в быстроходных и сверхбыстроходных передачах из-за малой массы при  $v \leq 100$  м/с;

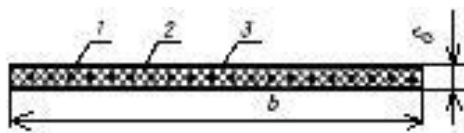


Рисунок 28- Кордшнуровый прорезиненный ремень:  
1 – корд, 2 – резина, 3 – тканевая обертка

3) текстильные ремни – хлопчатобумажные и шерстяные – обладают низкой тяговой способностью и долговечностью, поэтому не находят широкого применения;

4) кожаные – обладают высокой тяговой способностью и долговечностью. Их применяют для передачи переменных и ударных нагрузок, дефицитны. Концы ремней соединяют путем склеивания, сшивания, скрепления.

Клиноременная передача благодаря повышенному сцеплению ремня и шкива передает большую мощность, допускает меньший угол обхвата на малом шкиве, следовательно, может иметь по сравнению с плоскоремненной передачей меньшее межосевое расстояние. Долговечность клиновых ремней меньше. Из-за их высоты большие потери на трение и деформации изгиба. Клиновые ремни бывают двух типов:

- 1) кордтканевые (рисунок 29а);
- 2) кордшнуровые (рисунок 29б).

Кордтканевые ремни более долговечны, но в передачах с малыми диаметрами шкивов применяют кордшнуровые ремни.

Все клиновые ремни в сечении имеют форму трапеции с углом профиля 40°. Поликлиновые ремни (рисунок 29в) сочетают достоинства плоских и клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости они допускают применение шкивов малых диаметров, могут работать при  $v \leq 40$  м/с.

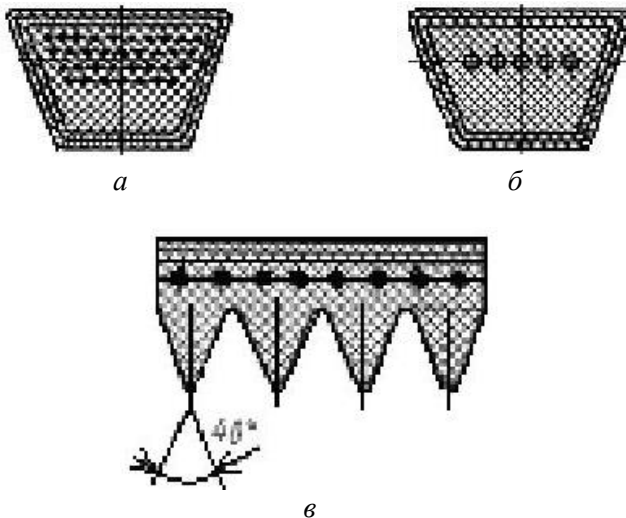


Рисунок 29- Виды клиновых ремней

**Зубчато-ременные передачи.** Зубчатые ремни представляют собой ленту с зубьями на внутренней поверхности. Они состоят из стальных тросов и эластичного материала – резины или пластмассы. Зубья ремня имеют форму трапеции. Передача движения происходит не за счет силы трения, а зацеплением зубьев. Поэтому в зубчато-ременных передачах отсутствует скольжение ремня, и обеспечивается постоянство передаточного отношения. В такой передаче уменьшается влияние межосевого расстояния на тяговую способность, что снижает габариты передачи. Мощность, передаваемая зубчатым ремнем до 100 кВт, при  $v \leq 60$  м/с.

**Геометрические соотношения в ременной передаче.**

1. Межосевое расстояние  $a$  определяется конструкцией привода для плоскоремennых передач:

$$a = a_0 \geq 1,5(d_2 + d_1); \quad (64)$$

для клиноремennых и поликлиноремennых передач:

$$a = a_0 \geq 0,55(d_2 + d_1) + h, \quad (65)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры шкивов;  $h$  – высота сечения ремня.

2. Расчетная длина ремня  $L$  равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (66)$$

При наличии сшивки длину ремня увеличивают на  $L = 100 - 400$  мм.

3. Угол обхвата ремнем малого шкива  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a. \quad (67)$$

Для плоскоременной передачи –  $[\alpha_1] \geq 150^\circ$ , для клиноременной и поликлиноременной –  $[\alpha_1] \geq 120^\circ$ .

**Силы в передаче. Передаточное отношение.** Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки создают предварительное натяжение  $F_0$  (рисунок 30а). После приложения основной нагрузки происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня. Ветвь, набегающая на ведущий шкив (ведущая) натягивается ( $F_1$ ), натяжение в ведомой ветви уменьшается ( $F_2$ ) (рисунок 30б). Силы натяжения ветвей ремня  $F_n$  (рисунок 31) нагружают валы и подшипники, что является недостатком ременных передач.

В ременной передаче возникают два вида скольжения: упругое и буксование. Упругое скольжение неизбежно при нормальной работе передачи. В процессе работы напряжение ремня на ведущем шкиве падает, ремень укорачивается и отстаёт от шкива. Возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве натяжение ремня падает, и тоже возникает упругое скольжение в результате разности натяжений ведущей и ведомой ветви. По мере роста окружной силы  $F_t = 2T / d$  ремень начинает скользить по всей длине дуги обхвата, т.е. по всей поверхности касания ремня с ведущим шкивом, он буксует. Ведомый шкив при этом останавливается, КПД падает до нуля. Упругое скольжение характеризуется коэффициентом скольжения  $\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$ ,

который представляет собой потерю скорости на шкивах, а, следовательно, непостоянство передаточного отношения. Поэтому передаточное число ременной передачи определяется по формуле

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}. \quad (68)$$

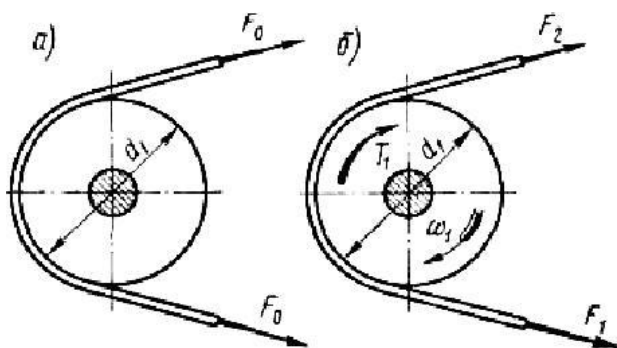


Рисунок 30- Силы в ветвях ремня

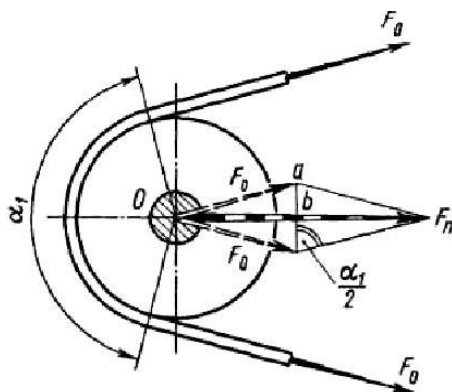


Рисунок 31- Схема для определения нагрузки на валы

**Напряжения в ремне.** При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно. При огибании шкивов в ремне возникают напряжения изгиба  $\sigma_{и}$  (рисунок 32). Волокна ремня на его внешней стороне растягиваются. Максимальное напряжение изгиба возникает в поперечном сечении ремня при его набегании на ведущий шкив. Чем меньше диаметр шкива и больше высота ремня, тем большие напряжения возникают, тем менее долговечен ремень. На практике рекомендуют отношение толщины ремня к диаметру шкива  $d_1$  в пределах  $1/25 - 1/30$ .

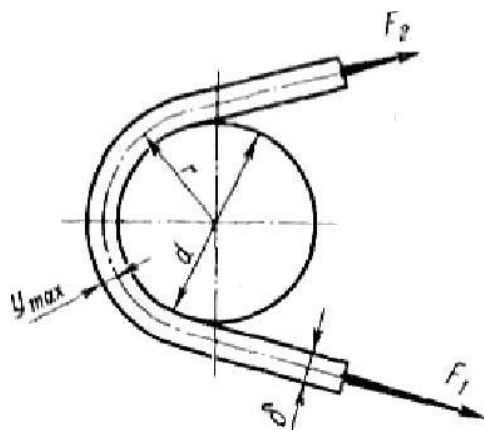


Рисунок 32- К изгибу ремня на шкиве

#### 14 Критерии работоспособности ременных передач

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

- 1) тяговая способность – надежность сцепления со шкивами,
- 2) долговечность ремня, которая определяется в основном его сопротивлением усталости.

Тяговая способность ременной передачи обуславливается сцеплением ремня со шкивами. Исследуя тяговую способность, строят графики – кривые скольжения и КПД; на их базе разработан современный метод расчета ременных передач.

Тяговая способность характеризуется кривыми скольжения и КПД передачи  $\eta$  от полезной нагрузки (окружной силы  $F_t$ ), которую выражают через коэффициент тяги  $\psi$ , показывающий, какая часть предварительного натяжения ремня полезно используется для передачи нагрузки. Кривые скольжения для всех типов ремней получают экспериментально (рисунок 33).

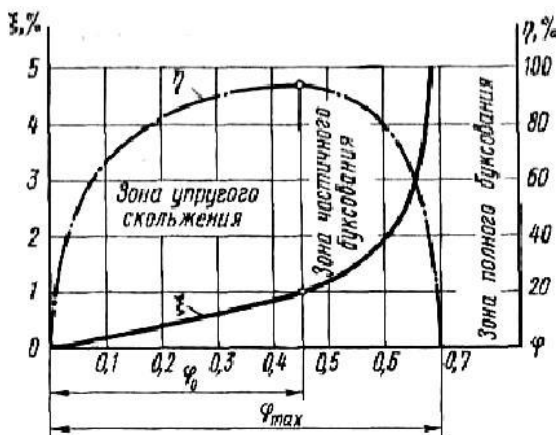


Рисунок 33- Кривые скольжения

В зоне частичного буксования КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение, при этом ремень быстро изнашивается. Поэтому рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения. В этом случае значение КПД принимают: для плоскоременной передачи  $\eta = 0,93 - 0,98$ ; для клино- и поликлиноременной  $\eta = 0,92 - 0,97$ .

### Контрольные вопросы

1. Какие виды ременных передач различают по форме поперечного сечения ремня?
2. Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?
3. Почему в приводах ременная передача является обычно быстроходной ступенью?
4. Из каких материалов изготавливают ремни для плоскоременной передачи?
5. Какими достоинствами и недостатками обладает клиноременная передача по сравнению с плоскоременной передачей?
6. Чем отличается работа зубчато-ременной передачи по сравнению с другими ременными передачами?
7. Для чего в передаче создают предварительное натяжение ремня?
8. Какие напряжения возникают в ремне при его работе?

9. От каких факторов зависит долговечность ремня?

10. Что является основными критериями работоспособности ременных передач?

## 15 Фрикционные передачи

### *Назначение и область применения фрикционных передач.*

*Фрикционной передачей* называется 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.

Фрикционные передачи относятся к передачам с непосредственным контактом. Их работа основана на принципе использования силы трения. К ним относятся вариаторы, отличающиеся простотой конструкции, позволяющие легко обеспечить бесступенчатое регулирование частоты вращения ведомого вала. Передача вращающего момента в вариаторах осуществляется либо за счет силы трения (фрикционные вариаторы), либо за счет зацепления рабочих элементов (цепные вариаторы).

Фрикционные передачи находят применение в кузнечно-прессовом оборудовании (фрикционные прессы, фрикционные молоты), металлорежущих станках, транспортирующих машинах (например, лебедки с фрикционным приводом); в приборах, счетно-решающих машинах и т.д. Наибольшее применение в машиностроении имеют фрикционные вариаторы.

Фрикционные передачи можно классифицировать по нескольким признакам:

1) по расположению осей валов, форме тел качения, условиям работы;

2) по возможности регулирования передаточного числа.

Достоинства фрикционных передач:

1) простота конструкции;

2) плавность и бесшумность работы;

3) возможность безаварийной ситуации при случайной перегрузке;

4) возможность плавного изменения передаточного числа на ходу машины.

Недостатки фрикционных передач:



1) значительная радиальная нагрузка на опоры валов, которая может до 35 раз превышать передаваемое окружное усилие, что вызывает интенсивное изнашивание рабочих элементов передачи, и разрушение катков;

2) не обеспечивают строгого постоянства передаточного числа при изменении нагрузки;

3) имеют сравнительно невысокий КПД.

При передаче вращательного момента за счет трения, возникающего на площадке контакта прижатых друг к другу катков, неизбежно происходит относительное проскальзывание их рабочих поверхностей, причем рабочая поверхность ведущего катка является опережающей, а рабочая поверхность ведомого катка – отстающей. Степень этого проскальзывания зависит от предварительного окружного усилия, упругих свойств материала катков и поэтому называется *упругим скольжением* (рисунок 34), сопутствующим работе фрикционной передачи с катками любой формы.

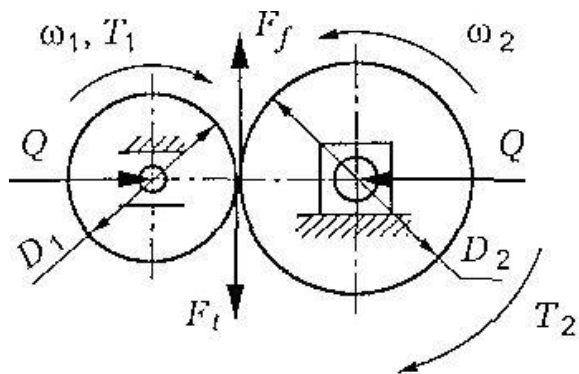


Рисунок 34- Схема фрикционной передачи

При перегрузках, когда сила трения на площадке контакта катков оказывается меньше окружного условия, ведомый каток останавливается, ведущий каток скользит по нему, и наступает буксование, приводящее к интенсивному местному износу ведомого катка. Скольжение является причиной износа, снижения КПД и непостоянства передаточного числа фрикционных передач.

**Материалы тел качения фрикционных передач.** Основные требования к материалам:

– износостойкость и контактная прочность;

– высокий коэффициент трения;  
– высокий модуль упругости, чтобы не возникла значительная деформация площадки контакта и не увеличивались потери на трение.

Сочетание закаленная сталь – закаленная сталь обеспечивает небольшие габаритные размеры передачи и высокий КПД; используют шарикоподшипниковые стали с закалкой до 60 HRC. Сочетание чугун – чугун или чугун – сталь позволяет работать со смазкой и без нее. Сочетание сталь – текстолит позволяет работать без смазки, коэффициент трения специальных пластмасс достигает 0,5.

Применяют тела качения, покрытые кожей или резиной. Эти материалы обеспечивают высокий коэффициент трения, но он зависит от влажности воздуха. Такие колеса обладают малой контактной прочностью. Иногда используют покрытие из дерева.

Катки из неметаллических материалов работают всухую.

Надежны передачи, у которых ведущий шкив выполнен из менее твердого материала. При разных материалах тел качения ведущий каток делают из менее прочного материала во избежание образования задиров и лысок в случае буксования передачи. Принцип равной работоспособности тел качения: поверхность ведущего катка является опережающей и обладает большей нагрузочной способностью, чем рабочая поверхность ведомого катка.

**Кинематика фрикционной передачи.** В результате неизбежного при работе фрикционных передач упругого скольжения ведомый каток отстает от ведущего, и тогда точное значение передаточного числа будет определяться по формуле

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_1}{D_1(1 - \varepsilon)}, \quad (69)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент скольжения (для металлических катков  $\varepsilon = 0,01 - 0,03$ , большие значения относятся к передачам, работающим всухую, для текстолитового катка  $\varepsilon \approx 0,1$ ).

Наличие упругого скольжения и некоторая его зависимость от колебаний нагрузки и условий работы передачи вынуждают называть передаточное число фрикционной передачи условно постоянным. Для практических расчетов силовых фрикционных передач пользуются приближенным значением передаточного числа

$$u \approx \frac{D_1}{D_2}. \quad (70)$$

Для одной пары катков силовых передач  $u \leq 7$ , для передач приборов  $u \leq 25$ .

**Силовые отношения в передаче.** Для передач от одного вала к другому вращающего момента необходимо за счет силы трения приложить к ведомому катку окружную силу

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1}, \quad (71)$$

которая должна быть меньше силы покоя, возникшей между катками, прижатыми друг к другу силой  $Q$ . Таким образом, условие работы фрикционной передачи записывается как

$$kF_t = F_{\text{тр}} = fQ, \quad (72)$$

где  $k$  – коэффициент запаса сцепления ( $k = 1,3 - 1,4$ );  $f$  – коэффициент трения (для стальных или чугунных катков, работающих в масляной ванне,  $f = 0,04 - 0,15$ ; для катков работающих всухую,  $f = 0,15 - 0,20$ ; для передач с одним неметаллическим катком  $f = 0,2 - 0,3$ ).

Из вышеприведенной формулы определим силу притяжения катков:

$$Q = kF_t / f = 2kT_1 / fD_1. \quad (73)$$

Отсюда видно, что сила притяжения больше окружной силы в  $k/f$  раз, что при  $k = 1,4$ ,  $f = 0,04$  дает  $k/f = 1,4/0,04 = 35$  раз. Большие силы притяжения катков создают значительные радиальные нагрузки на опоры валов и вызывают появление больших контактных напряжений на рабочих поверхностях катков, что делает силовые фрикционные передачи громоздкими, а их нагрузочную способность сравнительно невысокой.

Коэффициент полезного действия фрикционных передач в основном определяется потерями в опорах валов. Экспериментально установлено, что для закрытых передач  $\eta = 0,92 - 0,98$ , для открытых передач  $\eta = 0,8 - 0,92$ .

**Критерии работоспособности фрикционной передачи.** Для фрикционных передач с металлическими катками основным критерием работоспособности является контактная прочность. Прочность и долговечность фрикционных передач оцениваются по контактными напряжениям – напряжениям смятия поверхности на площадке контакта. Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи представлена на рисунок 35.

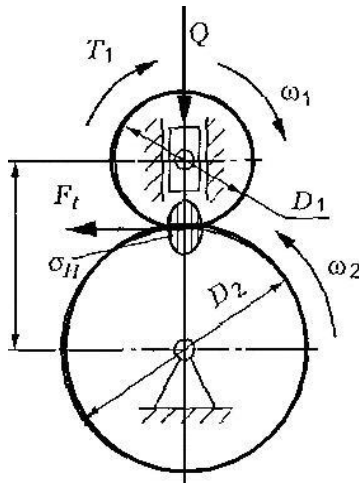


Рисунок 35- Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи

Контактные напряжения передач с контактом по линии определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{QE_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{\text{пр}}}}, \quad (74)$$

где  $\rho_{\text{пр}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$  – приведенный радиус кривизны;  $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$  –

приведенный модуль упругости;  $\mu$  – коэффициент Пуассона.

**Виды фрикционных передач.** Конические фрикционные передачи преобразовывают вращательное движение между валами, оси которых пересекают, причем обычно угол между осями  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – половины углов при вершине конусов ведущего и ведомого катков.

Для конических фрикционных передач рекомендуется  $u \leq 4$ . Коэффициент полезного действия конических фрикционных передач  $\eta = 0,85 - 0,9$ .

Критерий работоспособности и принципы расчета конических фрикционных передач аналогичны рассмотренным ранее для цилиндрических передач, но основным расчетным параметром следует считать средний диаметр  $D_m$  большего (обычно ведомого) катка, так как в основном именно этот размер определяет габариты передачи.

*Вариатором* называется механизм для плавного изменения передаточного отношения. В машиностроении *фрикционные вариаторы* используют в силовых приводах, мощность которых колеблется от небольших величин до десятков и даже сотен киловатт.

Основной кинематической характеристикой любого вариатора является *диапазон регулирования*  $D$ , равный максимальному передаточному отношению, деленному на минимальное:

$$D = u_{\max} / u_{\min} .$$

Для одноступенчатых вариаторов преимущественные значения  $D = 3 - 6$ . С увеличением диапазона регулирования снижается КПД вариатора.

Разновидности вариаторов.

1) *Лобовой вариатор* (рисунок 36) применяют в винтовых прессах и приборах. В таком вариаторе оси взаимно перпендикулярны, а изменение скорости ведомого вала происходит за счет осевого перемещения ролика. Лобовой вариатор допускает реверсивные вращения ведомого вала при одностороннем вращении ведущего. Ведущим звеном в лобовой передаче может быть либо ролик, либо работающий торцом диск.

Передаточное число лобового вариатора  $u = \omega_1 / \omega_2$ , а диапазон регулирования  $D = u_{\max} / u_{\min} = R_{\max} / R_{\min}$ .

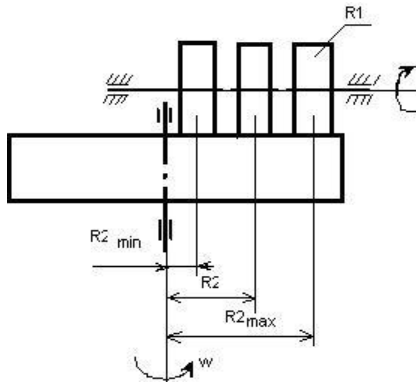


Рисунок 36- Лобовой вариатор

2) Вариаторы с раздвижными конусами (рисунок 37) применяют в машиностроении. Промежуточным звеном является клиновой

ремень или цепь. Плавное изменение скоростей ведомого вала достигается раздвижением или сближением конусных катков.

Клиноременные вариаторы просты и надежны.  $D = 2 - 3$ . Передаваемая мощность 50 кВт.

Цепные вариаторы сложнее и дороже, но компактнее, долговечнее и надежнее.  $D$  не более 6. Передаваемая мощность 30 кВт.

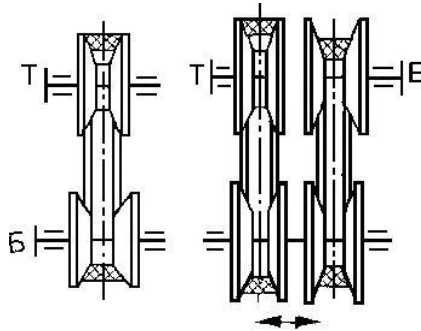
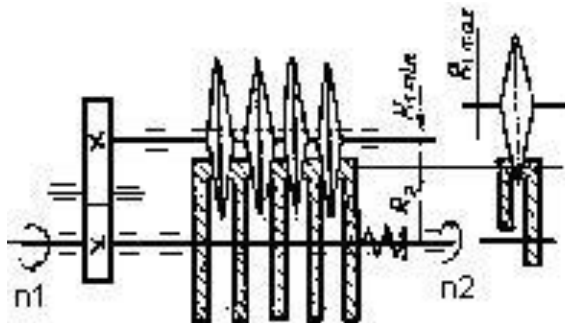


Рисунок 37- Вариаторы с раздвижными конусами

3) Многодисковые вариаторы (рисунок 38) состоят из пакетов ведущих и ведомых раздвижных конических тонких дисков. Изменение скорости ведомого вала осуществляется радиальным смещением ведущего вала относительно ведомого.  $D$  не более 5.



Р-Рисунок 38- Многодисковый вариатор

4) Торковые вариаторы (рисунок 39) состоят из двух сносных катков с тороидной рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов. Регулирование скоростей производится поворотом роликов с помощью рычажного механизма.  $D = 3 - 6,25$ . Из всех вариаторов они

наиболее компактны и совершенны, но имеют сложную форму и требуют высокой точности изготовления. КПД 0,95 – самый высокий. Торовые вариаторы нормализованы для мощностей от 1,5 до 20 кВт.

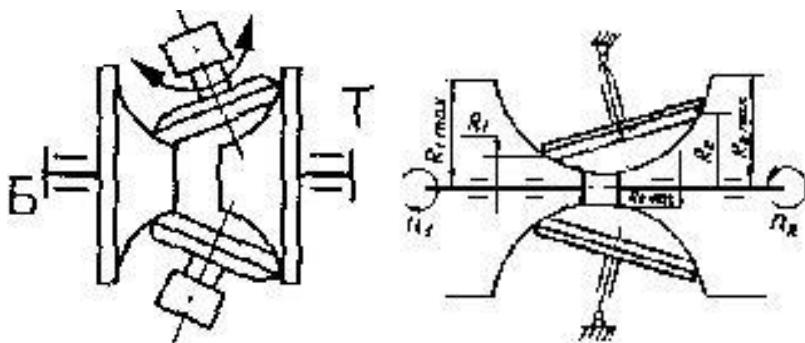


Рисунок 39- Торовый вариатор

### Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?
3. Какое расположение осей валов допускают зубчатые передачи?
4. Как классифицируют зубчатые передачи по расположению зубьев на поверхности колес?
5. Какой профиль зуба наиболее распространен в зубчатых передачах?
6. При каких окружных скоростях работают тихоходные, среднескоростные, скоростные, быстроходные передачи?
7. Какие критерии работоспособности у фрикционных передач вы знаете?
8. Какая основная кинематическая характеристика любого вариатора?
9. Какие виды фрикционных передач вы знаете?
10. Какие разновидности фрикционных вариаторов вы знаете?

## 16 Цепные передачи

**Назначение и область применения цепных передач.** Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек и огибаемой их приводной цепи (рисунок 40). Цепные передачи применяют в станках, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с. КПД передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и на перемешивание масла при смазывании погружением  $\eta = 0,92 - 0,96$ .

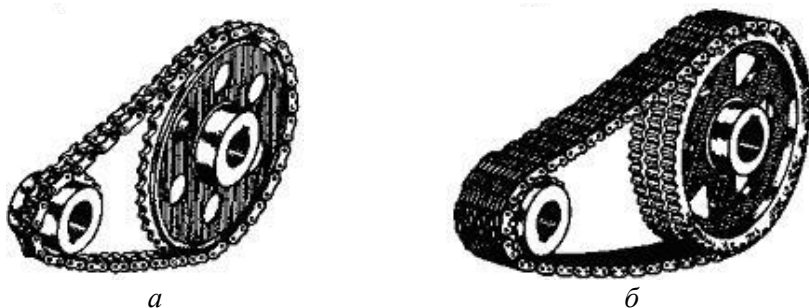


Рисунок 40- Цепная передача роликовой (а) и зубчатой (б) цепью

Достоинства цепных передач:

1. Передача движения зацеплением, а не трением позволяет передавать большие мощности, чем с помощью ремня;
2. Практически не требуется натяжение цепи, следовательно, уменьшается нагрузка на валы и опоры;
3. Отсутствие скольжения и буксования обеспечивает постоянство среднего передаточного отношения;
4. Цепи могут устойчиво работать при меньших межосевых расстояниях и обеспечивать большее передаточное отношение, чем ременная передача;
5. Цепные передачи хорошо работают в условиях частых пусков и торможений;
6. Цепные передачи имеют высокий КПД.



Недостатки цепных передач:

- 1) износ цепи при недостаточной смазке и плохой защите от грязи;
- 2) сложный уход за передачей;
- 3) повышенная вибрация и шум;
- 4) по сравнению с зубчатыми передачами повышенная неравномерность движения;
- 5) удлинение цепи в результате износа шарниров и сход цепи со звездочек.

**Классификация цепей.** Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из соединенных шарнирами звеньев.

Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизованы и изготавливаются специализированными заводами.

В зависимости от передаваемой мощности втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными и многорядными с числом рядов 2 – 4.

Роликовые цепи (рисунок 41) состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин. В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры.

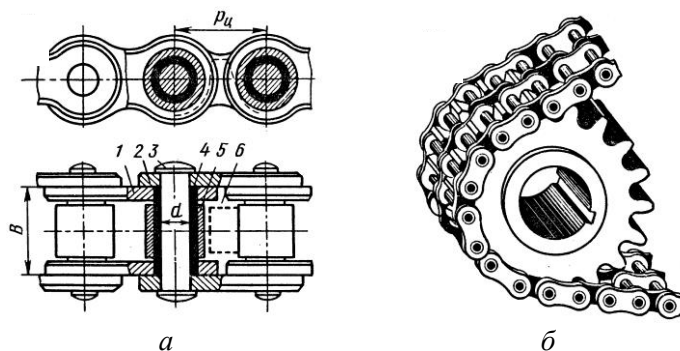


Рисунок 41- Роликовая цепь

На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от изнашивания. Роликовые цепи имеют широкое распространение.

Втулочные цепи (рисунок 42) по конструкции аналогичны предыдущим, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах.

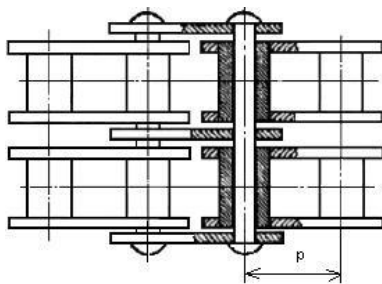


Рисунок 42- Втулочная цепь

Зубчатые цепи (рисунок 43) состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой. Число пластин определяет ширина цепи, которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом  $60^\circ$ , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки. Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости.

Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяют направляющие пластины, расположенные по середине цепи или по бокам ее. Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже.

Цепи должны быть износостойкими и прочными. Их изготавливают из сталей 50, 40Х.

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес только профилем зубьев. Для увеличения долговечности цепной передачи по возможности принимают большее число зубьев меньшей звездочки. При большем числе зубьев большее число звеньев находится в зацеплении. Это повышает плавность передачи, уменьшает износ цепи. Однако при большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает со звездочки. Поэтому максимальное число зубьев

большой звездочки ограничено: для втулочной цепи  $z_2 \leq 90$ , для роликовой  $z_2 \leq 120$ , для зубчатой  $z_2 \leq 140$ . Число зубьев малой звездочки  $z_1$  принимают из условия обеспечения плавности работы и минимальных габаритов.

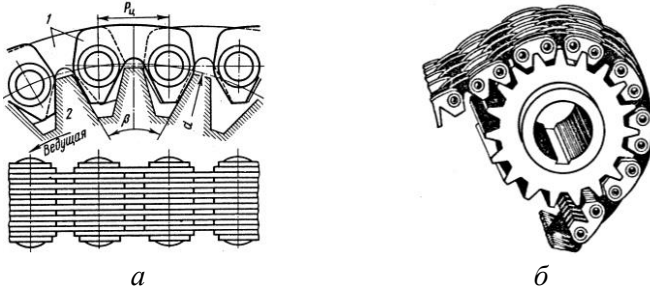


Рисунок 43- Зубчатая цепь

Для роликовых и втулочных цепей  $z_{1\min} = 29 - 2u$ .

Передаточное число цепной передачи:  $u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$ .

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам.

**Геометрические соотношения и передаточное число цепной передачи.**

1) Шаг « $p_{ц}$ » цепи является основным параметром цепной передачи. Он принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи. Но при этом сильнее удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях применяют цепи с малым шагом.

2) Оптимальное межосевое расстояние принимают из условия долговечности цепи:  $a = (30 - 50)p_{ц}$ .

3) Длина цепи  $l_p = \frac{2a}{p_{ц}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_{ц}}{a}$  ее измеряют

числом шагов или звеньев. Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание, для чего межосевое расстояние уменьшают на  $(0,002 - 0,004)a$ .

По мере работы передачи стрела провисания ведомой ветви увеличивается. Регулировка натяжения цепи осуществляется нажимными роликами или оттяжными звездочками. Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большем удлинении два звена цепи удаляют.

**Критерии работоспособности цепных передач.** Основным критерием работоспособности цепных передач является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. В соответствии с этим за основной принят расчет цепных передач, обеспечивающий износостойкость шарниров. Цепи, выбранные из условия износостойкости, обладают достаточной прочностью. Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8 – 10 тыс. часов работы.

При проектировочном расчете предварительно определяют шаг цепи по формуле:

$$p_{ц} \geq 2,8 \sqrt{\frac{K_э T_1}{z_1 [p] m}}, \quad (75)$$

где  $K_э = K_d K_c K_0 K_{рег} K_p$  – коэффициент эксплуатации;  $K_d$  – коэффициент динамичности;  $K_c$  – коэффициент смазывания передачи;  $K_0$  – коэффициент наклона передачи к горизонту;  $K_{рег}$  – коэффициент способа регулирования;  $K_p$  – коэффициент режима нагрузки;  $T_1$  – вращающий момент на ведущей звездочке;  $[p]$  – допускаемое среднее давление в шарнире;  $m$  – число рядов цепи;  $z_1 = 29 - 2u$  – минимальное число зубьев ведущей звездочки цепи.

После подбора цепи по стандарту выбранная передача проверяется на износостойкость по формуле:

$$p = \frac{F_t K_э}{A} \leq [p], \quad (76)$$

где  $F_t = 2T_1 / d_1$  – окружная сила,  $d_1$  – делительный диаметр звездочки;  $A = d_0 b B$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира,  $d_0$  – диаметр оси,  $B$  – длина втулки.

### Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными передачами?

2. Где применяют цепные передачи?
3. Какой главный элемент цепной передачи?
4. Назовите основные типы приводных цепей. Какие из них получили наибольшее распространение?
5. Почему при высоких скоростях рекомендуют применять цепи с малым шагом?
6. Почему ограничивают минимальное число зубьев малой звездочки и максимальное число зубьев большой звездочки?
7. Что является основным параметром цепной передачи?
8. Чем производится регулировка натяжения цепи?
9. Как найти коэффициент эксплуатации?
10. Что является основным критерием работоспособности цепных передач?

## 17 Валы и оси

**Основные понятия.** Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливаются на валах или осях.

*Вал* – деталь машин, предназначенная для поддержания сидящих на нем деталей и передачи крутящего момента. При работе вал испытывает деформации кручения и изгиба, иногда – растяжения-сжатия.

*Ось* – деталь машин и механизмов, служащая для поддержания вращающихся частей, но не передающая полезный крутящий момент, а, следовательно, не испытывает кручения.

Классификация валов и осей:

1) по форме продольной геометрической оси:

– *прямолинейные* (продольная геометрическая ось – прямая линия), например, валы редукторов, валы коробок передач гусеничных и колесных машин;

– *коленчатые* (продольная геометрическая ось разделена на несколько отрезков, параллельных между собой смещенных друг относительно друга в радиальном направлении). Предназначены для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное и наоборот;

– *гибкие* (продольная геометрическая ось является линией переменной кривизны, которая может меняться в процессе работы механизма или при монтажно-демонтажных мероприятиях). Предназначены для передачи небольшого крутящего момента;

2) по функциональному назначению:

– *валы передач*, они несут на себе элементы, передающие вращающий момент (зубчатые или червячные колеса, шкивы, звездочки, муфты и т.п.) и в большинстве своем снабжены концевыми частями, выступающими за габариты корпуса механизма;

– *трансмиссионные валы* предназначены, как правило, для распределения мощности одного источника к нескольким потребителям;

– *коренные валы* – валы, несущие на себе рабочие органы исполнительных механизмов (коренные валы станков, несущие на себе обрабатываемую деталь или инструмент называют *шпинделями*);

3) прямые валы по форме исполнения и наружной поверхности:

– *гладкие* валы имеют одинаковый диаметр по всей длине;

– *ступенчатые* валы отличаются наличием участков отличающихся друг от друга диаметрами;

– *полые* валы снабжены сквозным или глухим отверстием, соосным наружной поверхности вала и простирающимся на большую часть длины вала;

– *шлицевые* валы по внешней цилиндрической поверхности имеют продольные выступы – шлицы, равномерно расположенные по окружности и предназначенные для передачи моментной нагрузки от или к деталям, непосредственно участвующим в передаче вращающего момента;

– *валы, совмещенные* с элементами, непосредственно участвующими в передаче вращающего момента (вал-шестерня, вал-червяк).

***Материалы, применяемые для изготовления валов и осей.***

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали. Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для высоконапряженных валов ответственных машин применяют легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА. Для осей обычно применяют сталь углеродистую обыкновенного качества. Заготовки валов и осей – это круглый прокат или специальные поковки.

***Конструктивные элементы валов (рисунок 44).*** Опорные части валов и осей, через которые действующие на них нагрузки передаются корпусным деталям, называются *цапфами*. Цапфу, расположенную в средней части вала, обычно называют *шейкой*. Концевую цапфу вала, передающую корпусным деталям только радиальную нагрузку или

радиальную и осевую одновременно, называют *шпоном*, а концевую цапфу, передающую только осевую нагрузку, называют *пятой*. С цапфами вала взаимодействуют элементы корпусных деталей, обеспечивающие возможность вращения вала, удерживающие его в необходимом для нормальной работы положении и воспринимающие нагрузку со стороны вала. Соответственно элементы, воспринимающие радиальную нагрузку (а часто вместе с радиальной и осевую) называют *подшипниками*, а элементы, предназначенные для восприятия только осевой нагрузки – *подпятниками*.

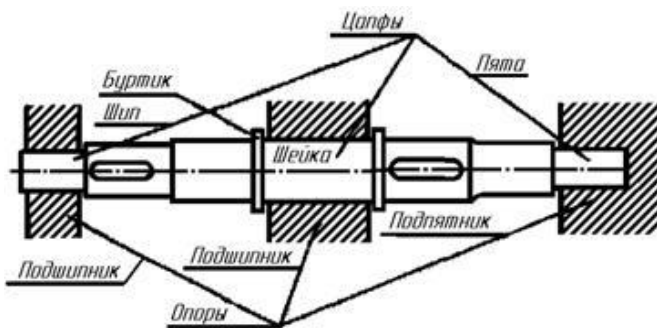


Рисунок 44-Конструктивные элементы валов

Кольцевое утолщение вала малой протяженности, составляющее с ним одно целое и предназначенное для ограничения осевого перемещения самого вала или насаженных на него деталей, называют *буртиком*.

Переходная поверхность от меньшего диаметра вала к большему, служащая для опирания насаженных на вал деталей, называется *заплечиком*.

**Критерии работоспособности валов и осей.** Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. *Основным критерием их работоспособности являются сопротивление усталости и жесткость.* Сопротивление усталости оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость – прогибом в местах посадки деталей и углами закручивания сечений. Практикой установлено, что основной вид разрушения валов и осей быстроходных машин носит усталостный характер. Расчетными силовыми факторами являются крутящие и изгибающие моменты.

**Расчеты валов и осей.** Основными критериями работоспособности валов и осей являются сопротивление усталости материала и жесткость. Расчет валов выполняется в два этапа: предварительный (проектный) и окончательный (проверочный).

*Предварительный (проектный) расчет вала* выполняют как условный расчет только на кручение для ориентировочного определения посадочных диаметров. Исходя из условия прочности на кручение

$$\tau = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad (77)$$

получим формулу проектировочного расчета

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}, \quad (78)$$

где  $T$  – крутящий момент в расчетном сечении, Н·м;  $[\tau]$  – допускаемое напряжение при кручении.

Принимаем  $[\tau] = 15 \div 30$  МПа.

*Проверочный расчет для валов* – расчет на сопротивление усталости – является основным расчетом на прочность. Для основного расчета строим эпюры изгибающих и крутящих моментов. Нагрузки раскладываем на две составляющие, действующие во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Вычисляем эквивалентный изгибающий момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (79)$$

где  $M_x$  и  $M_y$  – изгибающие моменты, действующие во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Расчет вала на прочность производится с учетом использования условия

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (80)$$

где  $\sigma_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентное напряжение в опасном сечении;  $\sigma$  и  $\tau$  – напряжение от изгиба и кручения;

$$\sigma_u = \frac{M}{0,1d^3}, \quad \tau = \frac{T}{0,2d^3}. \quad (81)$$

Предельно допускаемое напряжение  $[\sigma]$  принимают близким к пределу текучести:



$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T . \quad (82)$$

### Контрольные вопросы

1. Какие детали называют валами и осями?
2. Какие деформации испытывают валы и оси?
3. Как классифицируют валы и оси?
4. Какие конструктивные элементы валов вы знаете?
5. Что называют цапфой, шипом, шейкой, пятой?
6. Какие материалы используют для изготовления валов и осей?
7. Что называют буртиком, заплечником, подпятником, для чего они служат?
8. Что является критерием работоспособности валов и осей?
9. Какова цель проектировочного расчета валов и осей?
10. Какова цель проверочного расчета и как он производится?

### 18 Опоры

**Общие сведения.** Валы и вращающиеся оси монтируют на *опорах*, которые определяют положение вала или оси, обеспечивают вращение, воспринимают положение вала или оси, обеспечивают вращение, воспринимают нагрузки и передают их основанию машины. Основной частью опор являются *подшипники*, которые могут воспринимать радиальные, радиально-осевые и осевые нагрузки; в последнем случае опора называется *подпятником*, а подшипник носит название *упорного*. Подшипники вращающихся осей некоторых транспортных средств с преобладающей вертикальной нагрузкой называют *буксами*.

**Разновидности подшипников.** По принципу работы различают:

- 1) подшипники скольжения, в которых цапфа вала скользит по опорной поверхности;
- 2) подшипники качения, в которых между поверхностью вращения детали и опорной поверхностью расположены тела качения.

### 19 Подшипники скольжения

**Область применения подшипников скольжения.** Подшипники скольжения применяют:

- в высокоскоростных машинах (центрифуги, шлифовальные станки и др.), когда долговечность подшипников качения резко сокращается;

- для валов, например коленчатых, когда по условиям сборки требуются разъемные подшипники;

- при работе в химически агрессивных средах и воде, в которых подшипники качения неработоспособны;

- для валов, воспринимающих ударные и вибрационные нагрузки;

- при близко расположенных валах, когда требуются малые радиальные размеры подшипников;

- в тихоходных малоответственных механизмах и машинах.

**Конструкции подшипников скольжения.** Подшипник состоит из корпуса 1, вкладышей 2, смазывающих устройств 3 (рисунок 45).

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш, который устанавливают в корпусе подшипника или непосредственно в станине или раме машины.

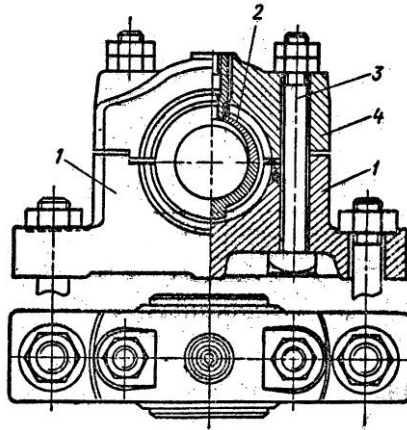


Рисунок 45- Конструкции подшипников скольжения

Подшипники скольжения делятся на разъемные и неразъемные (глухие). Разъемные подшипники нашли большее применение в машиностроении, так как облегчают монтаж валов.

При большой длине цапф применяют самоустанавливающиеся подшипники рисунок 46.

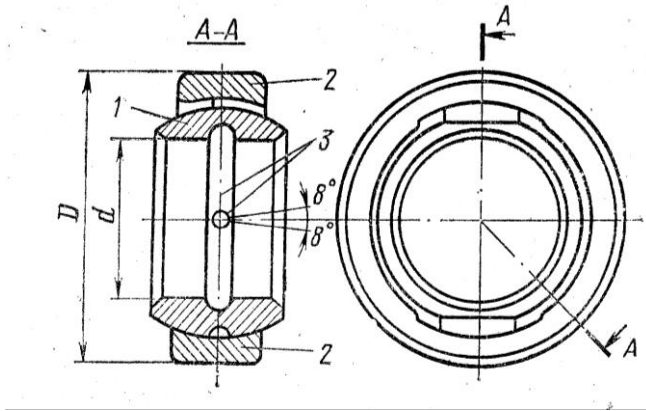


Рисунок 46- Самоустанавливающийся подшипник

При вертикально расположенных валах подшипники скольжения используются в качестве подпятника рисунок 47.

Достоинства подшипников скольжения:

1. Надежно работают в высокоскоростных приводах.
2. Способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки.
3. Бесшумность работы.
4. Сравнительно малые радиальные размеры.
5. Разъемные подшипники допускают установку на шейки коленчатых валов.
6. Простота конструкции.
7. Для тихоходных машин могут иметь весьма простую конструкцию.

Недостатки подшипников скольжения:

1. В процессе работы требуют постоянного надзора из-за высоких требований к смазыванию и опасности перегрева; перерыв в подаче смазочного материала ведет к выходу из строя подшипника.
2. Имеют сравнительно большие осевые размеры.
3. Значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке.
4. Большой расход смазочного материала.

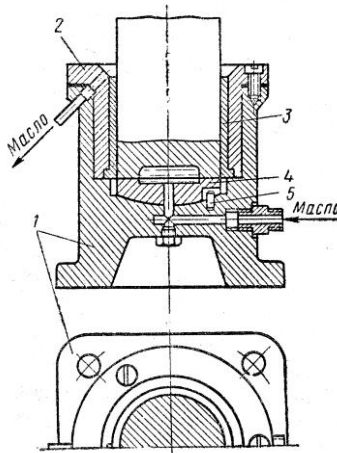


Рисунок 47- Схема подпятника: 1 – корпус; 2 – кольцо

Материалы вкладышей:

Материалы вкладышей подшипников должны иметь:

1. Достаточную износостойкость и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия жидкостной смазки (пуск, торможение и др.). Изнашиванию должны подвергаться вкладыши, а не цапфа вала, так как замена вала значительно дороже вкладыша. Подшипник скольжения работает тем надежнее, чем выше твердость цапфы вала. Цапфы, как правило, закаливают.

2. Высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок и достаточное сопротивление усталости.

3. Низкий коэффициент трения и высокую теплопроводность с малым расширением.

Вкладыши выполняют из следующих материалов:

1) *Бронзовые вкладыши* широко используют при средних скоростях и больших нагрузках. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы (БрО10Ф1, Бр05Ц5С5 и др.). Алюминиевые (БрАЭЖЗА и др.) и свинцовые (БрС30) бронзы вызывают повышенное изнашивание цапф валов, поэтому применяются в паре с закаленными цапфами. Свинцовые бронзы используют при знакопеременных ударных нагрузках.

2) *Вкладыши с баббитовой заливкой* применяют для ответственных подшипников при тяжелых и средних режимах работы

(дизели, компрессоры и др.). Баббит является одним из лучших антифрикционных материалов для подшипников скольжения. Хорошо прирабатывается, стоек против заедания, но имеет невысокую прочность, поэтому баббит заливают лишь тонким слоем на рабочую поверхность стального, чугунного или бронзового вкладыша. Лучшими являются высокооловянные баббиты Б86, Б83.

3) *Чугунные вкладыши без заливки* применяют в неответственных тихоходных механизмах. Наибольшее применение получили антифрикционные чугуны АЧС-1.

4) *Металлокерамические вкладыши* изготавливают прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Особенностью этих материалов является большая пористость, которая используется для предварительного насыщения горячим маслом. Вкладыши, пропитанные маслом, могут долго работать без подвода смазочного материала. Их применяют в тихоходных механизмах в местах, труднодоступных для подвода масла.

5) *Неметаллические материалы* для вкладышей: антифрикционные самосмазывающие пластмассы (АСП), древеснослоистые пластики, твердые породы дерева, резину и др. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазывании водой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, насосов, пищевых машин и т.п.

***Виды разрушения вкладышей.*** Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным изнашиванием вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкашиванием.

*Абразивное изнашивание* возникает вследствие попаданий со смазочным материалом абразивных частиц и неизбежной граничной смазки при пуске и останове.

*Заедание* возникает при перегреве подшипника, так как вследствие трения вкладыш и цапфа нагреваются. При установившемся режиме работы температура подшипника не должна превышать допустимого значения для данного материала вкладыша и сорта масла. С повышением температуры понижается вязкость масла; масляная пленка местами разрывается, образуется металлический контакт с температурными пиками. Происходит заедание цапфы в подшипнике.

*Усталостное выкашивание* поверхности вкладышей происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках (в поршневых двигателях и т.п.).

## 20 Трение и смазка подшипников скольжения

При проектировании опорных устройств, прежде всего, следует учитывать условия, обеспечивающие минимальные потери на трение. Выполнение этих условий наряду с повышением экономичности приводит к уменьшению тепловыделения, снижению износа рабочих поверхностей, повышает надежность конструкции. При расчетах необходимо учитывать режим работы подшипника, уметь правильно выбрать материал рабочих элементов и их размеры.

Различают *сухое*, *жидкостное* и *граничное* трение скольжения.

*Сухое трение* (рисунок 48, а) возникает в случае, когда сжатые поверхности соприкасаются своими неровностями.

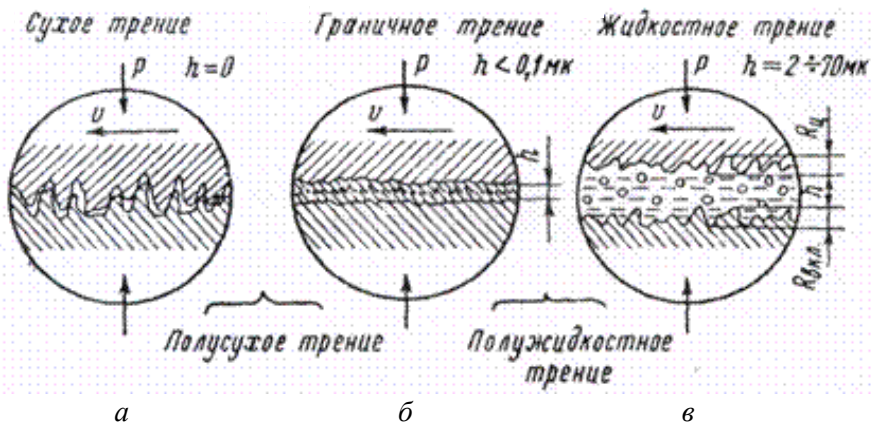


Рисунок 48- Режимы трения скольжения

При относительном сдвиге этих поверхностей наряду с преодолением молекулярных сил взаимодействия, неизбежно возникает упругопластическое деформирование и частичное разрушение соприкасающихся неровностей.

Сухое трение сопряжено с интенсивным износом и заеданием контактных поверхностей, появлением вибраций и значительными потерями энергии.

*Граничное трение* (рисунок 48б) характерно наличием на поверхности очень тонких адсорбционных пленок смазки. Толщина этих пленок соизмерима с размерами молекул.

При жидкостном трении (рисунок 48в) между взаимодействующими поверхностями возникает достаточно толстый слой смазки (порядка 2 – 70 мк), превышающий суммарную высоту неровностей рабочих поверхностей  $R_{ц} + R_{вкл}$ , которая ведет себя как жидкость. Ее свойства в отличие от адсорбированных пленок, описываются законами гидромеханики. Сопrotивление движению при жидкостном трении определяется внутренним трением между частицами жидкости, то есть, обусловлено ее вязкостью. Отметим, что чисто жидкостное трение можно осуществить лишь при обеспечении необходимой толщины слоя смазки  $h_{\min}$  за счет достаточно высокого давления в жидкости.

Опоры скольжения часто функционируют при некоторых промежуточных режимах трения – полусухом или полужидкостном. При этих режимах на разных участках рабочих поверхностей возникают различные комбинации сухого и граничного или граничного и жидкостного трения.

**Расчет подшипников скольжения.** Основной расчет подшипников скольжения – это расчет на жидкостную смазку, который основан на гидродинамической теории смазки. Суть расчета состоит в том, что всю нагрузку должен воспринимать масляный слой, а толщина его должна быть больше суммы неровностей цапфы и вкладыша. Этот расчет выполняется для подшипников, работающих в режиме жидкостного трения.

Широкое распространение получили условные расчеты. Они включают в себя расчеты по допускаемому давлению и расчет на износостойкость и теплостойкость.

Расчет по допускаемому давлению в подшипнике ведут по нагрузке, отнесенной к проекции цапфы:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p], \quad (83)$$

$F_r$  – радиальная нагрузка;  $d$  – диаметр цапфы;  $l$  – длина цапфы.

При проектном расчете, задавшись  $\phi = l/d$ , можно определить размеры цапфы:

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\phi[p]}}. \quad (84)$$

Условие износостойкости и теплостойкости:

$$pv \leq [pv], \quad (85)$$

где  $v$  – скорость скольжения на поверхности.

Для опор, работающих в режимах полусухого и полужидкостного трения, условные расчеты дают удовлетворительные результаты. Для подшипников, работающих в режиме жидкостного трения, приведенные формулы применяют для предварительных расчетов.

## 21 Подшипники качения

Наряду с подшипниками скольжения, широкое применение находят подшипники, работающие по принципу трения качения – подшипники качения.

Достоинства подшипников качения:

1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников.

2. Малые потери на трение и незначительный нагрев (потери на трение при пуске и установившемся режиме работы практически одинаковы).

3. Высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин.

4. Малый расход смазочного материала.

5. Не требуют особого внимания и ухода.

6. Малые осевые размеры.

Недостатки подшипников качения:

1. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции подшипника.

2. Малонадежны в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепаратора от действия центробежных сил.

3. Сравнительно большие радиальные размеры.

4. Шум при больших скоростях.

Подшипники качения состоят из 4 основных элементов (рисунок 49): 1) наружного кольца, которое обычно устанавливается в корпусе, оно неподвижное; 2) внутреннее кольцо, обычно насаживаемое на цапфу вала, вращается вместе с ней; 3) тела качения (шарики, ролики или другие), обкатывающиеся при работе подшипника по наружному и внутреннему кольцу; 4) сепаратор,



предотвращающий контакт между соединением элементов качения, обеспечивающий равномерное распределение тел качения в процессе работы подшипника.

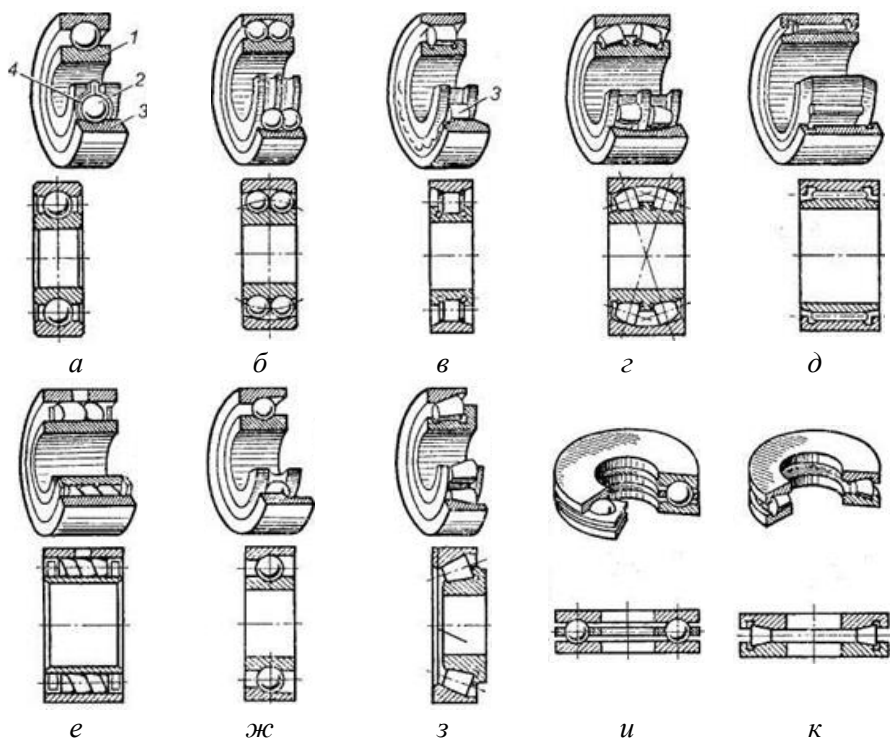


Рисунок 49- Подшипники качения: а, б, в, г, д, е – радиальные подшипники; ж, з – радиально-упорные подшипники; и, к – упорные подшипники; 1 – внутреннее кольцо; 2 – тело качения; 3 – наружное кольцо; 4 – сепаратор

### ***Классификация и маркировка подшипников качения.***

Подшипники качения разделяют:

– по направлению нагрузки, для восприятия которой они предназначены на радиальные, радиально-упорные, упорные (рисунок 49);

– по форме тел качения – на шариковые и роликовые (рисунок 50). Роликовые подшипники могут быть с короткими или

длинными цилиндрическими роликами, витыми, коническими, бочкообразными и в виде игл;

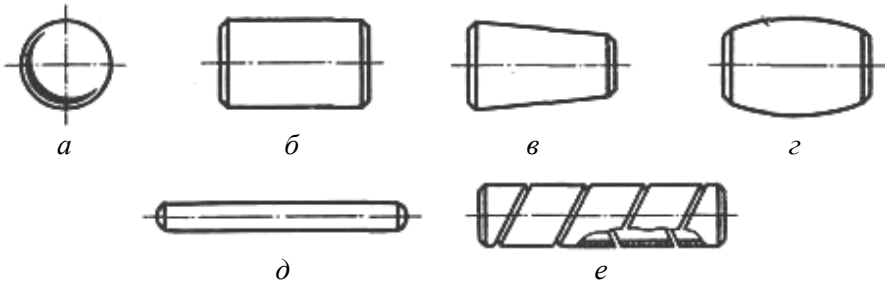


Рисунок 50- Виды тел качения: а) шарик; б) цилиндрический; в) конический; г) бочкообразный; д) игольчатый; е) витой

– по числу рядов тел качения – на однорядные, двухрядные и многорядные;

– по способности компенсировать перекосы вала – на самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся;

– по габаритным размерам, связанными с нагрузочной способностью – на серии: особо легкие, легкие, легкие широкие; средние, средние широкие; тяжелые. Кроме того, по ширине – на узкие, нормальные, широкие и особо широкие (рисунок 51);

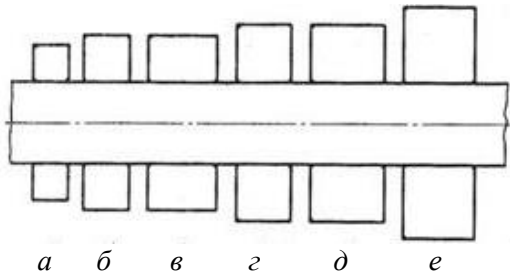


Рисунок 51- Размерные серии подшипников качения: а – особо легкая; б – легкая; в – легкая широкая; г – средняя; д – средняя широкая; е – тяжелая

– по классу точности изготовления. Существует пять основных классов, которые в порядке повышения точности изготовления имеют номера 0, 6, 5, 4, 2. При повышении класса точности стоимость подшипников возрастает. Для большинства валов общего назначения

применяют подшипники класса точности 0. Класс точности указывается перед номером подшипника.

Условные обозначения подшипников качения (маркировка) (рисунок 52) являются в основном цифровыми и наносятся на торцовые поверхности колец.

9	8	7	6	5	4	3	2	1	
х	х	х	х	х	х	х	х	х	х
Класс точности	Тире	Серия ширины	Конструктивная разновидность	Тип подшипника	Серия диаметров	Внутренний диаметр подшипника (умноженное на 5)	Специальные буквенные обозначения		

Рисунок 52- Схема построения условного обозначения подшипника качения

Две последние цифры справа обозначают внутренний диаметр подшипника, умноженное на 5, за исключением следующих четырех размеров: диаметр отверстия 10 мм обозначается цифрами 00; 12 мм – 01; 15 мм – 02; 17 мм – 03.

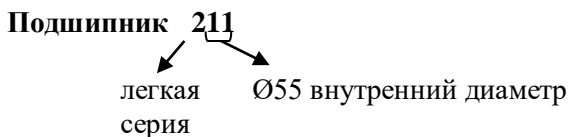
Третья цифра справа соответствует серии диаметров наружных колец (наружных диаметров подшипника): особо легкая – 1; легкая – 2; средняя – 3; тяжелая – 4; легкая широкая – 5; средняя широкая – 6.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника качения: шариковый радиальный – 0; шариковый сферический – 1; роликовый радиальный – 2; роликовый сферический – 3; игольчатый – 4; роликовый с витыми роликами – 5; шариковый радиально-упорный – 6; роликовый конические – 7; шариковый упорный – 8; роликовый упорный – 9.

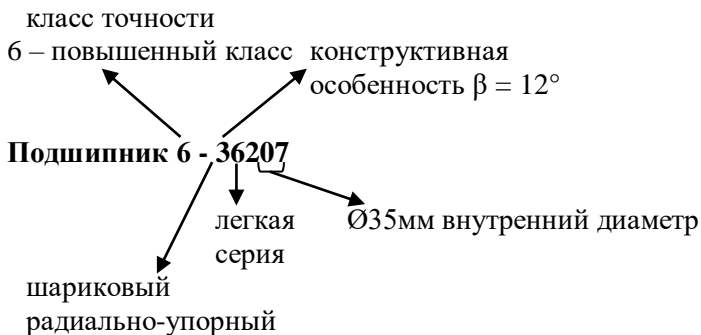
Пятая и шестая цифры справа отведены для обозначения конструктивной особенности подшипника.

Класс точности показывается через тире перед маркой подшипника. Классы точности подшипников качения: 0 – нормальный класс; 6 – повышенный класс; 5 – особо повышенный; 4 – высокий класс; 2 – особо высокий класс.

Примеры обозначений подшипников:



Подшипник 211 – подшипник шариковый радиальный, легкой серии с внутренним диаметром 55 мм;



Подшипник 6-36207 – подшипник шариковый радиально-упорный легкой серии с внутренним диаметром 35 мм, с повышенным классом точности.

**Основные типы подшипников качения.** Шариковый радиальный однорядный подшипник (рисунок 49а) самый распространенный в машиностроении. Он дешев, допускает перекося внутреннего кольца относительно наружного до  $0^{\circ}10'$ . Предназначен для радиальной нагрузки. Желобчатые дорожки качения позволяют воспринимать осевую нагрузку. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. При одинаковых габаритных размерах работает с меньшими потерями на трение и при большей угловой скорости вала, чем подшипники всех других конструкций.

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (рисунок 49б) предназначен для радиальной нагрузки. Одновременно с радиальной нагрузкой может воспринимать небольшую осевую нагрузку и работать при значительном (до  $2 - 3^{\circ}$ ) перекося внутреннего кольца относительно наружного. Способность самоустанавливаться определяет область его применения.

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (рисунок 49в) воспринимает большие радиальные нагрузки.

Допускает осевое взаимное смещение колец. Применяется для коротких жестких валов, а также в качестве «плавающих» опор (для валов шевронных шестерен и др.). При необходимости осевой фиксации валов в одном направлении применяют подшипники с дополнительным буртом, а для осевой фиксации в двух направлениях – подшипники с дополнительным буртом и с упорной шайбой. Грузоподъемность подшипника составляет в среднем 1,7 от грузоподъемности шарикового радиального.

*Двухрядные сферические роликовые подшипники с бочкообразными роликами* (рисунок 49г) характеризуются наибольшей нагрузочной способностью, а также способны работать при значительных углах перекоса и воспринимать небольшую осевую нагрузку.

*Роликовый радиальный подшипник с игольчатыми роликами* (рисунок 49д) воспринимает только радиальную нагрузку.

При сравнительно небольших габаритных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью. Осевых нагрузок не воспринимает. Отличается также высокими потерями на трение.

*Шариковый радиально-упорный подшипник* (рисунок 49ж) предназначен для комбинированных (радиальных и осевых) или чисто осевых нагрузок. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые силы, действующие в двух направлениях. Применяются при большой частоте вращения.

*Радиально-упорные подшипники с коническими роликами* (рисунок 49з) применяются при совместных радиальных и осевых нагрузках, имеют повышенную нагрузочную способность. Не допускают перекосов колец. Угол контакта  $\beta$  выбирается тем больше, чем больше осевая нагрузка.

*Шариковый упорный подшипник* (рисунок 49и) воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. При действии осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливаются двойной упорный подшипник. Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяют при средней и низкой частоте вращения.

*Упорный роликовый подшипник* (рисунок 49к) предназначен для восприятия больших осевых нагрузок при небольших частотах вращения.

**Материалы, применяемые для изготовления подшипников качения.** Тела качения и кольца изготавливают из высокопрочных шарикоподшипниковых хромистых сталей и других легированных сталей, например, стали 12Х2Н4А с термообработкой и последующим

шлифованием и полированием. Твердость закаленных тел качения и колец 61 – 66 HRC. Сепараторы чаще всего штампуют из мягкой листовой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными из бронзы, латуни, легких сплавов или пластмасс.

**Расчет (подбор) подшипников качения.** Пригодность подшипников определяется сопоставлением с расчетной динамической грузоподъемностью. При этом должны соблюдаться неравенства:

$c_p \leq c$  или  $L_p \geq L_h$  – если эти условия не соблюдаются, то меняем подшипник.

$c_p$  – расчетная грузоподъемность;

$c$  – динамическая грузоподъемность – постоянная радиальная или осевая нагрузка, которую подшипник может выдержать в течение  $10^6$  оборотов при вероятности безотказной работы не менее чем у 90 % подшипников, подвергшихся испытанию;

$L_p$  – расчетная долговечность подшипника;

$L_h$  – требуемая долговечность подшипника;

$$c_p = P_{\text{экв}} \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/m} \quad \text{или} \quad L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left( \frac{c}{P_{\text{экв}}} \right)^m; \quad (86)$$

$P_{\text{экв}}$  – эквивалентная динамическая нагрузка;

$n$  – частота вращения;

$m = 3$  – для шарикоподшипников;

$m = 10/3$  – для роликоподшипников.

Эквивалентная нагрузка  $P_{\text{экв}}$  для однорядных радиальных шариковых подшипников и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников:

$$P_{\text{экв}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (87)$$

Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$P_{\text{экв}} = V \cdot F_r \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (88)$$

Для упорных шариковых и роликовых подшипников

$$P_{\text{экв}} = F_a \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (89)$$

$F_a$  – осевая нагрузка;

$X$  – коэффициент радиальных нагрузок;

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки;

$F_r$  – радиальная нагрузка;

$V$  – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца  $V = 1$ , наружного –  $V = 1,2$ );

$K_\delta$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки;

$K_T$  – температурный коэффициент (при  $t$  до  $100^\circ\text{C}$   $K_T = 1$ , при  $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$   $K_T = 1,05 \dots 1,4$ ).

Требуемая долговечность подшипников  $L_h$  определяется сроком службы машины между капитальными ремонтами. В общем машиностроении принимают  $L_h = 3000 - 50000$  и более.

### Контрольные вопросы

1. Какие существуют виды подшипников?
2. Что представляет собой подшипник скольжения?
3. Какие подшипники скольжения вы знаете?
4. Какой материал используют для изготовления подшипников скольжения?
5. Какие режимы трения при работе подшипников скольжения вы знаете?
6. Что является основным критерием работоспособности подшипников скольжения?
7. В каких случаях применяют подшипники качения?
8. Из каких деталей состоит подшипник качения?
9. Какие типы подшипников качения вы знаете?
10. Как производят расчет подшипников качения?

## 22 Муфты

**Общие сведения и назначение.** *Муфтой* называется устройство для соединения концов валов или для соединения валов со свободно сидящими на них деталями (зубчатые колеса, звездочки и т.д.). Назначение муфт – передача вращающего момента без изменения его значения и направления. В ряде случаев муфты дополнительно поглощают вибрации и толчки, предохраняют машину от аварий при

перегрузках, а также используются для включения и выключения рабочего механизма машины без останова двигателя.

Широко применяемые муфты стандартизованы. Основной паспортной характеристикой муфты является величина вращающего момента, на передачу которого она рассчитана:

$$T_p = K_p \cdot T, \tag{90}$$

где  $T$  – номинальный крутящий момент, Н · м;  $K_p$  – коэффициент режима работы.

**Классификация муфт (рисунок 53).**

*Втулочная муфта* представляет собой втулку, насаживаемую на концы валов (рисунок 54). Применяется для передачи небольших вращающих моментов. Имеет простую конструкцию, малые габариты и низкую стоимость. Недостатком муфты является неудобный монтаж и демонтаж, связанные с осевым смещением валов или муфты вдоль вала. Материал втулки – Ст. 45. Втулочную муфту выбирают по стандарту. Шпоночное соединение проверяют на прочность.

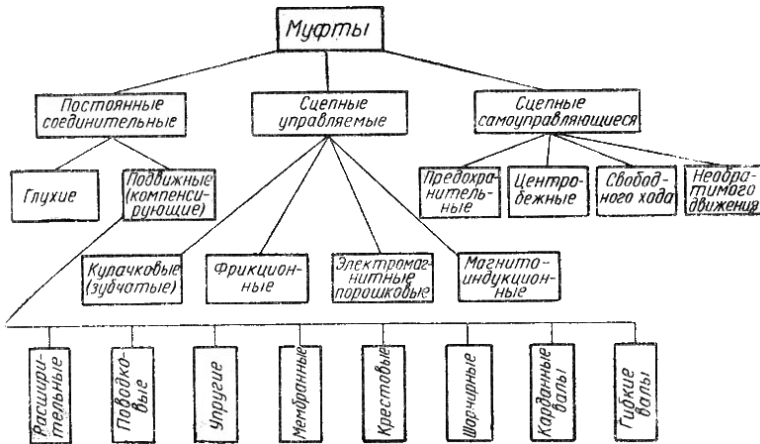


Рисунок 53- Классификация муфт



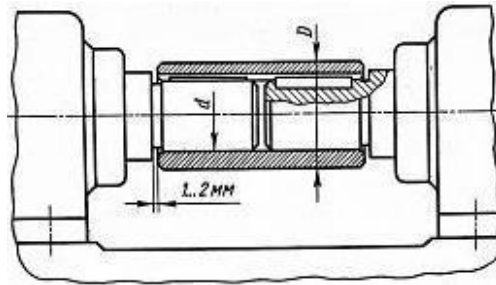


Рисунок 54- Втулочная муфта

*Фланцевая муфта* состоит из двух полумуфт с фланцами, стянутыми болтами (рисунок 55), причем половина болтов установлена с зазором, а другая – без зазора. Фланцевые муфты соединяют отдельные части валопровода в один вал, работающий как целый. Для того чтобы этот составной вал оставался прямолинейным, необходима строгая соосность его частей и пригонка полумуфт, в противном случае неизбежны изгиб вала, его биение и появление дополнительных нагрузок на опоры. Фланцевые муфты просты по конструкции, надежны в работе, могут передавать большие моменты. Они широко распространены в машиностроении. Материал полумуфт – Ст. 40 или Ст. 35Л, допускается также чугун СЧ20. Эти муфты выбирают по стандарту и проводят проверочный расчет болтов на прочность.

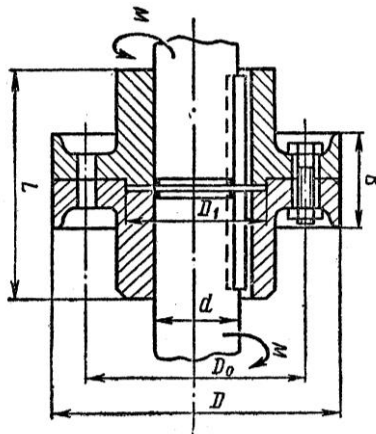


Рисунок 55- Фланцевая муфта

*Зубчатая муфта* (рисунок 56) состоит из двух обойм 1 с внутренними зубьями эвольвентного профиля, которые зацепляются с зубьями втулок 2, насаживаемых на концы валов. Обоймы соединены между собой болтами, поставленными в отверстия без зазора. Втулки и обоймы изготовляют из Ст. 40 или Ст. 45Л.

Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении и обточки зубьев втулок по сфере. Зубчатые муфты широко применяются для соединения горизонтальных тяжело нагруженных валов диаметром  $d = 40 - 560$  мм при окружных скоростях до 25 м/с. Эти муфты надежны в работе, имеют малые габариты.

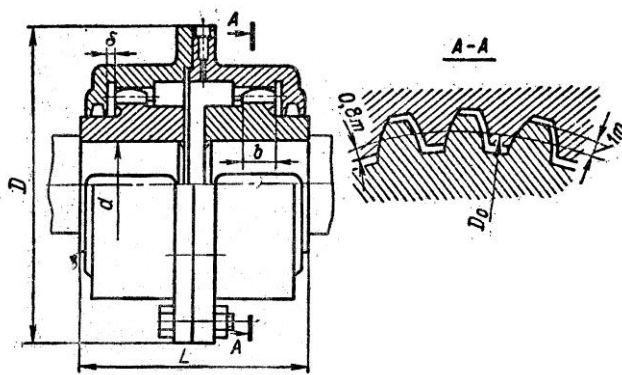


Рисунок 56- Зубчатая муфта

*Муфта упругая втулочно-пальцевая* состоит из двух дисковых полумуфт (рисунок 57), в одной из которых в конических отверстиях закреплены соединительные пальцы с надетыми гофрированными резиновыми втулками. Материал полумуфт – чугун СЧ20, Ст. 35 или Ст. 35Л. Материал пальцев – Ст. 45.

Вследствие небольшой толщины резиновых втулок муфта обладает малой податливостью, компенсируя незначительные смещения валов. Радиальное и угловое смещение валов снижает долговечность резиновых втулок, нагружая валы дополнительной радиальной изгибающей силой. Муфта широко применяется для соединения машин с электродвигателями при передаче малых и средних вращающих моментов. Она проста в изготовлении. Муфту подбирают по стандарту в диапазоне диаметров валов  $d = 16 - 150$  мм.

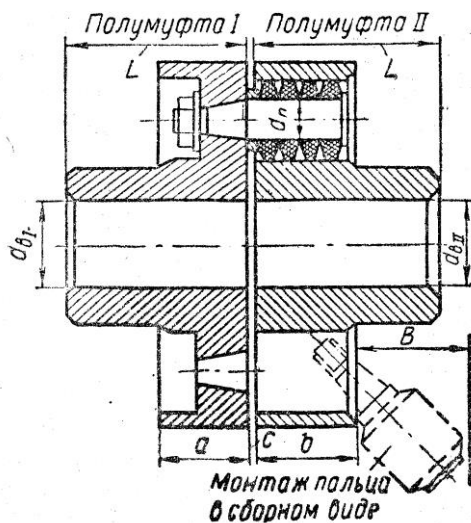


Рисунок 57- Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфта упругая с торообразной оболочкой состоит из двух полумуфт (рисунок 58), упругой оболочки, по форме напоминающей автомобильную шину, и двух колец, зажимающих с помощью винтов оболочку. Эта муфта обладает высокими упругими и демпфирующими свойствами. Обеспечивает шумо- и электроизоляцию узлов привода, удобна и надежна в эксплуатации. Применяется в конструкциях, где трудно обеспечить соосность валов, при переменных и ударных нагрузках.

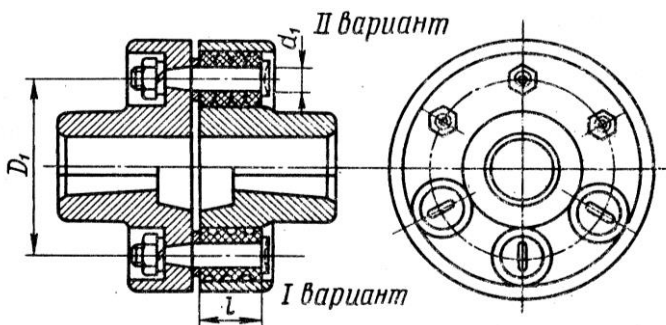


Рисунок 58- Муфта упругая с торообразной оболочкой

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт с кулачками на торцовых поверхностях (рисунок 59). При включении кулачки одной полумуфты входят во впадины другой, создавая жесткое сцепление. Для переключения муфты одна полумуфта передвигается вдоль вала по направляющей шпонке или шлицам с помощью механизма управления муфтой. Кулачковые муфты просты в изготовлении и малогабаритны. Применяются в механизмах, где должно быть обеспечено постоянное передаточное число (металлорежущие станки), а также при передаче больших вращающих моментов, когда переключения производят редко. Недостаток кулачковых муфт – невозможность включения на быстром ходу. Во избежание ударов и повреждения кулачков включение муфты производят без нагрузки.

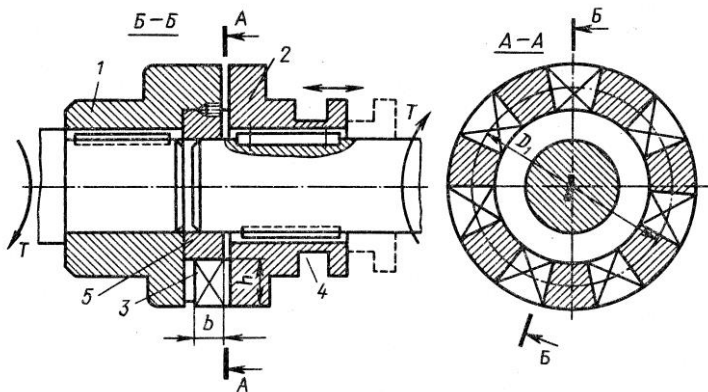


Рисунок 59- Кулачковая муфта

Фрикционные муфты служат для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях. Передача вращающего момента осуществляется силами трения между трущимися поверхностями деталей муфты (рисунок 60а-в). В начале включения за счет проскальзывания рабочих поверхностей муфты разгон ведомого вала происходит плавно, без удара, с постепенным нарастанием передаваемого вращающего момента по мере увеличения нажимной силы  $P$ . При установившемся движении проскальзывание отсутствует, муфта замыкается, и оба вала вращаются с одной и той же угловой скоростью. В момент перегрузок фрикционные муфты пробуксовывают, предохраняя машину от поломок.

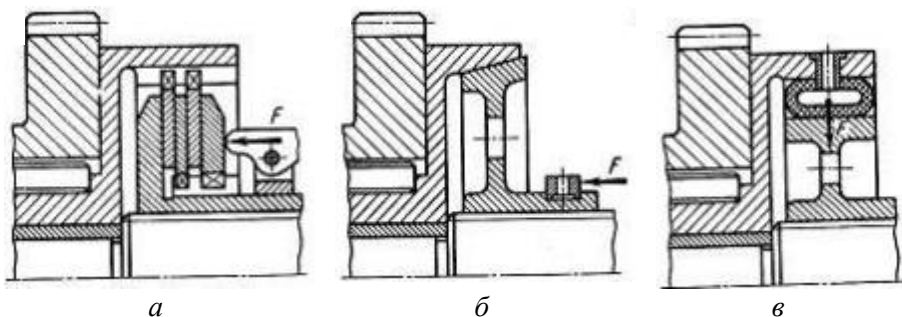


Рисунок 60- Фрикционные муфты: а – дисковые; б – конусные; в –цилиндрические

### Контрольные вопросы

1. Какое устройство называется муфтой?
2. Каково назначение муфт?
3. На какие группы делятся муфты по принципу действия?
4. На какие группы делятся муфты по характеру работы?
5. Какие из глухих муфт получили наибольшее распространение?
6. В чем заключается принцип действия жестких и глухих муфт?
7. Какие муфты относятся к жестким компенсирующим муфтам?

Область их применения.

8. Какие виды упругих муфт различают? Где они применяются?
9. Для чего служат сцепные муфты? Где они применяются?
10. Что является основной характеристикой муфт? Как они подбираются?

### 23 Соединения деталей

Взаимодействие деталей между собой называют связями. Эти связи делятся на подвижные (шарниры, зубчатые зацепления, подшипники, ременные и цепные передачи) и неподвижные (заклепочные, сварные и др.). Неподвижные связи в технике называют соединениями.

Соединения по признаку возможности разборки делят на разъемные и неразъемные.

*Разъемными* называют соединения, которые разъединяются без повреждения деталей. К ним относятся резьбовые, шпоночные, зубчатые и профильные соединения. Основным расчетом соединений

является расчет на прочность. Расчет на прочность – основной критерий для расчета всех соединений. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы прочность соединяемых и соединительных деталей была одинаковой.

*Неразъемными* называют соединения, разъединение которых невозможно без разрушения соединяемых деталей или соединяющего материала. К ним относят заклепочные, сварные, клеевые, паяные соединения, а также соединения с натягом.

**Резьбовые соединения. Расчет резьбы на прочность.** Резьбовым называют соединение составных частей изделия с применением детали, имеющей резьбу. В зависимости от назначения резьбового соединения применяют различные типы крепежных изделий: болты, винты, шпильки, гайки, шайбы (рисунок 61).

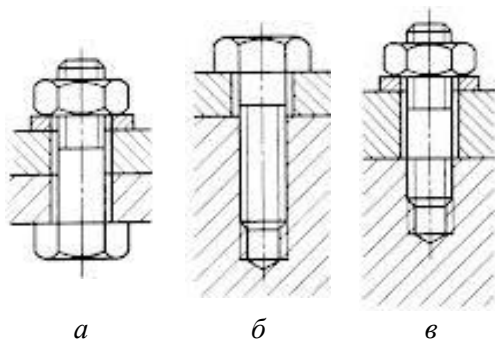


Рисунок 61- Крепежные изделия:

а – болты (винты с гайками); б – винт; в – шпилька с гайками

*Болтом* называют цилиндрический стержень с резьбой и головкой (шестигранной, реже четырехгранной, полукруглой и т.д.). Болтовые соединения обычно применяют в тех случаях, когда соединяемые детали имеют относительно небольшую толщину.

*Винт* – это болт, гайкой которого служит одна из скрепляемых деталей.

*Шпилька* – цилиндрический стержень с винтовой нарезкой с обоих концов. Шпильки применяют в тех случаях, когда болт нельзя пропустить через детали, имеющие слишком большую толщину, либо когда болт пересекает другие детали, либо когда механизм подвергается частой разборке.

*Гайка* – деталь с резьбовым отверстием.

*Шайба* – деталь небольшой толщины с круглым отверстием для свободного прохода болта, винта, шпильки.

Резьба получается прорезанием на поверхности стержня канавок при движении плоской фигуры – профиля резьбы (треугольника, трапеции и т.д.)

Достоинства резьбовых соединений:

- 1) универсальность;
- 2) высокая надежность;
- 3) малые габариты и вес крепежных резьбовых деталей;
- 4) способность создавать и воспринимать большие осевые силы;
- 5) технологичность и возможность точного изготовления.

Недостатки резьбовых соединений:

- 1) значительная концентрация напряжений в местах резкого изменения поперечного сечения;
- 2) низкий КПД подвижных резьбовых соединений.

*Основным критерием работоспособности крепежных резьбовых соединений является прочность.* При расчете резьбы условно считают, что все нитки резьбы нагружены одинаково, а неточность в расчете компенсируют значением допустимого напряжения.

Условие прочности резьбы на срез имеет вид

$$\tau_{\text{ср}} = Q / A_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (91)$$

где  $Q$  – осевая сила;  $A_{\text{ср}}$  – площадь среза витков нарезки.

Условие прочности резьбы на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = Q / A_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (92)$$

где  $A_{\text{см}}$  – условная площадь смятия.

*Расчет незатянутых болтов.* Условие прочности нарезанной части стержня на растяжение:

$$\sigma_p = Q / A_p \leq [\sigma_p]. \quad (93)$$

*Расчет затянутых болтов.* Согласно условию прочности  $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_p]$  запишем

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3Q}{\pi d_p^2 / 4} = \frac{Q_{\text{расч}}}{\pi d_p^2 / 4} \leq [\sigma_p], \quad (94)$$

где  $Q_{\text{расч}} = 1,3Q$ ,  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение при растяжении.

Допускаемые напряжения:

– при расчете на растяжение  $[\sigma_p] = \sigma_m / [s]$ ;

– при расчете на срез  $[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_m$ ;

– при расчете на смятие  $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_m$ .

**Заклепочные соединения. Расчет заклепочных соединений на прочность.** Заклепочным называется соединение деталей с применением заклепок – крепежных деталей из высокопластичного материала, состоящих чаще всего из стержня и закладной головки. Конец стержня расклепывается для образования замыкающей головки.

Заклепочное изделие является неразъемным и неподвижным, так как в нем отсутствует возможность относительного движения составных частей. Ряды поставленных заклепок образуют заклепочный шов. Применяют для изделий из листового, полосового материала или профильного проката в конструкциях, работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок (авиация, водный транспорт, металлоконструкции мостов, подкрановых балок и т.д.) при небольших толщинах соединяемых деталей из материалов, не допускающих нагрева или несвариваемых.

Достоинства клепаных соединений:

1) хорошо работают в конструкциях, подверженных вибрациям и повторным динамическим нагрузкам, где сварные соединения недостаточно надежны;

2) применяют для соединения материалов, несвариваемых или трудносвариваемых, не допускающих нагрев при сварке, коробящихся или меняющих механические характеристики.

Недостатки клепаных соединений:

1) повышенная металлоемкость;

2) трудоемкость изготовления;

3) невысокая технологичность.

Классификация клепаных соединений:

1) по функциональному назначению – прочные, плотные;

2) по конструкции – нахлесточные и стыковые с одной или с двумя накладками;

3) по форме головок заклепок – с полукруглой, потайной, полупотайной, плоской, полукруглой низкой;

4) в зависимости от соединяемой детали – полупустотелые, пустотелые взрывные, повышенного качества.



### **Критерии работоспособности заклепочных соединений.**

Критерием работоспособности клепаных соединений является прочность, причем при расчетах предполагается, что напряжения в сечениях распределены равномерно.

Расчет заклепок и листов на смятие. Условие прочности на смятие:  $\sigma_{см} = F / z d_3 \delta_{\min} \leq [\sigma_{см}]$ . Необходимое число заклепок из расчета на смятие соединяемых деталей:  $z = F / d_3 \delta_{\min} [\sigma_{см}]$ .

Расчет соединяемых листов на растяжение. Расчет проводится в сечении, ослабленном под заклепки:  $\sigma_p = F / \delta(b - z d_3) \leq [\sigma_p]$ .

### **Сварные соединения. Расчет сварных соединений на прочность.**

Сварное соединение – неразъемное соединение, выполненное сваркой, т.е. путем установления межзатомных связей между свариваемыми частями при нагревании или пластическом деформировании.

Сварные соединения являются наиболее распространенными и совершенными из неразъемных соединений, так как лучше других обеспечивают условия равнопрочности, снижения массы и стоимости конструкции. Металл соединяемых сваркой деталей – *основной*, металл, предназначенный для введения в сварочную ванну в дополнение к расплавленному основному – *присадочный*. Переплавленный присадочный металл, введенный в сварочную ванну, называется *наплавленным*. Участок соединения, образовавшийся в результате кристаллизации металлической сварочной ванны, называется *сварным швом*.

Преимущества сварного соединения:

- 1) невысокая стоимость соединения, благодаря малой трудоемкости и простоте сварного шва;
- 2) сравнительно небольшая масса;
- 3) сечение детали не ослабляется отверстием;
- 4) герметичность автоматизации процесса сварки.

Недостатки сварного соединения:

- 1) появление коробления, остаточных напряжений после сварки;
- 2) недостаточная надежность при вибрационных ударных нагрузках;
- 3) трудность контроля качества;
- 4) квалификация рабочего.

### **Виды сварных соединений.**

Виды сварки:

- 1) плавлением (дуговая и контактная);
- 2) давлением.

Виды сварных соединений:

- 1) стыковое (рисунок 62);
- 2) нахлесточное (рисунок 63);
- 3) угловое (рисунок 64);
- 4) тавровое (рисунок 65).

Без скоса кромок	Двусторонний		
Со скосом одной кромки	Односторонний		
С двумя симметричными скосами одной кромки	Двусторонний		

Рисунок 62- Виды сварных стыковых соединений

Без скоса кромок	Односторонний		
	Двусторонний		

Рисунок 63- Виды сварных нахлесточных соединений

Без скоса  
кромки

Односторонний

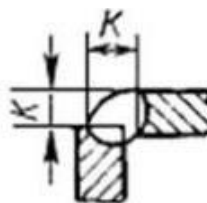
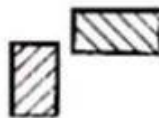


Рисунок 64- Виды сварных угловых соединений

Без скоса  
кромки

Односторонний

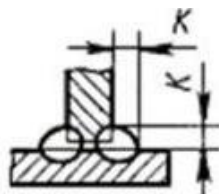
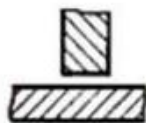


Рисунок 65- Виды сварных тавровых соединений

Критерием работоспособности сварных соединений является прочность, причем предполагается, что напряжение в опасных сечениях распределено равномерно.

Расчеты сварных соединений:  $\sigma_p = F / S l \leq [\sigma_p]$ .

Условие прочности стыковых швов:  $\tau_{cp} = F / 0,7K l_M \leq [\tau_{cp}]$ .

Допускаемые напряжения при расчете сварных соединений принимаются пониженными, в долях от допускаемых напряжений для основного металла.

$[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для сталей Ст2  $[\sigma_p] = 140 \text{ Н/мм}^2$ , для Ст3  $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$ .

**Клеммовые соединения.** Расчет клеммовых соединений на прочность. Клеммовыми (рисунок 66) называют фрикционные соединения деталей с соосными цилиндрическими посадочными поверхностями, в которых требуемое радиальное давление (натяг) и фиксация за счет сил трения создаются путем деформации изгиба охватывающей детали затянутыми болтами. Эти соединения применяют для передачи вращающего момента и осевой силы между валами, осями и призматическими деталями (рычагами, щеками сборных коленчатых валов, частями установочных колец и т.п.).

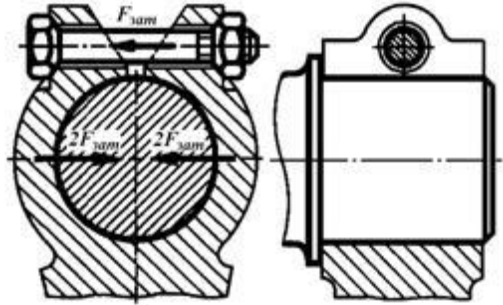


Рисунок 66- Клеммовые соединения

При проектировании соединения обычно требуется определить силу затяжки, обеспечивающую взаимную фиксацию деталей и передачу требуемого вращающего момента, а также оценить прочность болта (болтов) и охватывающей детали (клеммы).

В приближенном расчете можно принять, что контактные напряжения от затяжки равномерно распределены по поверхности контакта (как в соединении с натягом). Тогда средние контактные напряжения  $q_v$  связаны со сдвигающей нагрузкой  $Q$  соотношением

$$q_n = Qk / f_{\min} \pi dl . \quad (95)$$

Диаметр резьбы болта для обеспечения такой силы затяжки:

$$d = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[\sigma_p]}} , \quad (96)$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение для материалов болта.

**Шпоночные и шлицевые соединения. Расчет соединений на прочность.** Соединения двух соосных цилиндрических деталей для передачи вращения между ними осуществляется с помощью шпонки 1 (рис. 67а), специальной детали, закладываемой в пазы соединяемых вала 2 и ступицы 3.

В машиностроении применяют ненапряженные (без нагрузки) (с помощью призматических и сегментных шпонок (рисунок 67б и в) и напряженные (с помощью клиновых шпонок рисунок 67г). Соединения шпонки этих типов стандартизованы, их размеры выбирают по ГОСТ 23360-78, ГОСТ 24071-80 и ГОСТ 24068-80. Основные достоинства соединений состоят в простоте конструкции и

возможности жесткой фиксации насаживаемой детали в окружном направлении. Шпоночные соединения применяют преимущественно в тех случаях, когда посадку с натягом не удастся реализовать по условиям прочности или технологическим возможностям.

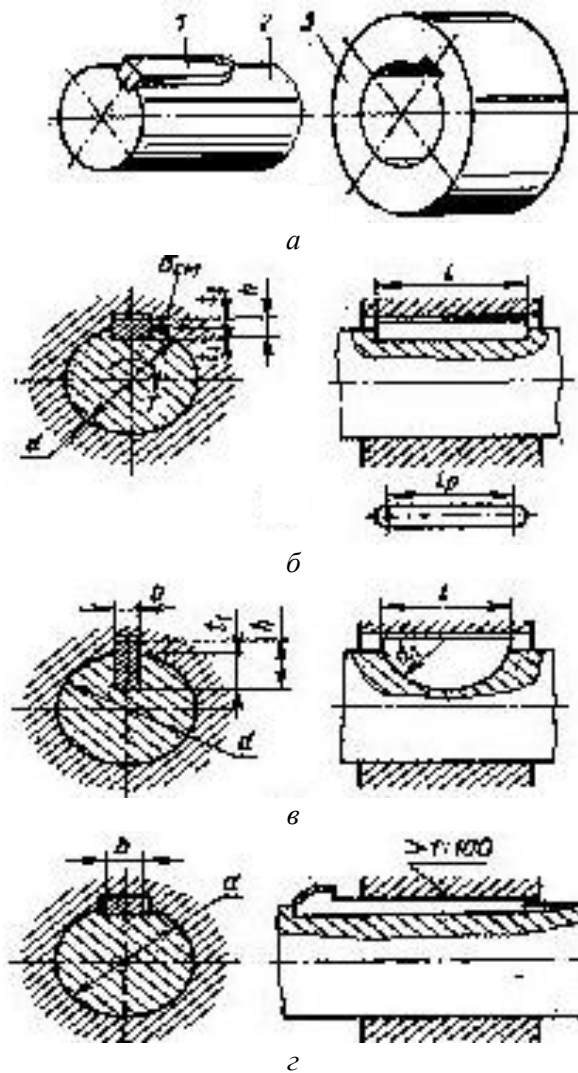


Рисунок 67- Шпоночные соединения

Шпонки имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине от 1 (для валов диаметром до 22 мм) до 0,5 (для валов больших диаметров). Их устанавливают с натягом в пазы валов. Рабочими у шпонок являются боковые узкие грани. В радиальном направлении предусмотрен зазор, в ответственных соединениях сопряжение дна паза с боковыми сторонами выполняют по радиусу для снижения концентрации напряжений. Материал шпонок – чистотянутая Ст. 45 или сталь Ст. 6 с пределом прочности  $\sigma_B = 590 - 750$  МПа.

Если принять для упрощения, что напряжения в зоне контакта распределены равномерно и плечо равнодействующей этих напряжений равно  $0,5d$  (где  $d$  – диаметр вала), то средние контактные напряжения (напряжения смятия, вызывающие смятие рабочих граней):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p t_2} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (97)$$

где  $T$  – вращающий момент;  $l_p$  – рабочая длина шпонки;  $t_2 = 0,4h$  – глубина врезания шпонки в ступицу;  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение на смятие.

Затем оценивают прочность соединения на смятие или вычисляют предельный момент, соответствующий напряжению  $[\sigma_{\text{см}}]$ . Рабочая длина шпонки  $l_p = l - b$  может быть определена из очевидного соотношения

$$l_p = \frac{2T}{dt^2[\sigma_{\text{см}}]}. \quad (98)$$

Проверку прочности шпонок на срез обычно не производят, так как это условие удовлетворяется при использовании стандартных сечений шпонок и рекомендуемых значений  $[\sigma_{\text{см}}]$ .

**Шлицевые соединения.** Шлицевые соединения образуются выступами – зубьями на валу и соответствующими впадинами – шлицами в ступице. Рабочими поверхностями являются боковые грани зубьев. Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное. Шлицевые соединения широко распространены в машиностроении. Их размеры также стандартизованы.

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными соединениями:

- 1) лучшее центрирование деталей на валу;
- 2) уменьшение числа деталей соединения;
- 3) при одинаковых габаритах передают больший вращающий момент за счет большей поверхности контакта;
- 4) высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках;
- 5) меньшее ослабление вала (расчет на прочность ведется по внутреннему диаметру).

Недостатки шлицевых соединений:

- 1) сложная технология;
- 2) повышенная точность изготовления;
- 3) высокая стоимость.

**Классификация шлицевых соединений.** Существуют следующие классификации:

- 1) по характеру соединения:
  - неподвижные (рисунок 68а);
  - подвижные (блок шестерен коробки передач);
- 2) по форме зубьев:
  - прямобочные (рисунок 68а);
  - эвольвентные (рисунок 68б);
  - треугольные (рисунок 68в);
- 3) по способу центрирования детали относительно вала (по наружному диаметру, по внутреннему диаметру, по боковым поверхностям зубьев).

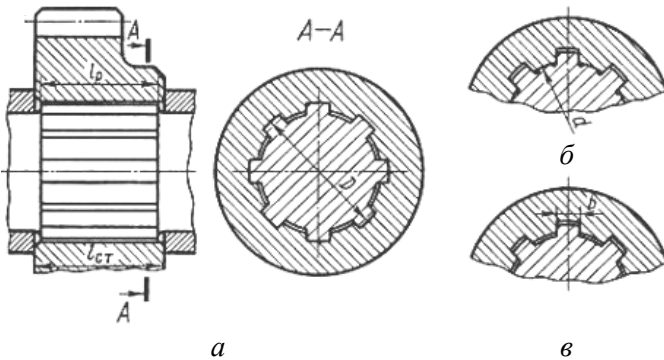


Рисунок 68- Шлицевые соединения

Соединения с прямобочным и эвольвентным профилем зубьев применяют в подвижных и неподвижных соединениях для передачи больших вращающих моментов. Но эвольвентный профиль зуба имеет повышенную прочность благодаря утолщению зубьев к основанию.

Соединения с треугольным профилем зубьев применяют в неподвижных соединениях. Они имеют большое число мелких зубьев. Их рекомендуют применять для тонкостенных ступиц, пустотелых валов и для передачи небольших вращающих моментов.

**Критерии работоспособности и расчет шлицевых соединений.** Основным критерием работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей зубьев смятию и изнашиванию.

Расчет на смятие производится по условию:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} A_{\text{ср}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (99)$$

где  $T$  – вращающий момент,  $d_{\text{ср}} = (D + d)/2$  – средний диаметр шлицевого соединения,  $A_{\text{см}}$  – площадь смятия,  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое среднее давление из расчета на смятие.

**Соединения с натягом. Расчет соединения на прочность.** Соединения с натягом осуществляют подбором соответствующих посадок, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров насаживаемых одна на другую деталей. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей. Увеличению коэффициента трения способствуют микронеровности на сопряженных поверхностях. 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.

Из соединений деталей с натягом наибольшее распространение получили цилиндрические соединения, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности (рисунок 69).

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



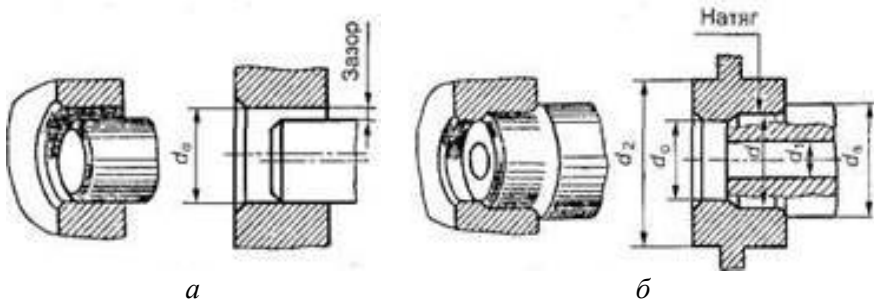


Рисунок 69- Виды соединений с натягом

Прочность соединения обеспечивается натягом, который образуется в выбранной посадке. Значение натяга определяется потребным контактным давлением  $p_m$  на посадочной поверхности соединяемых деталей. Это давление должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних сдвигающих сил.

Критерием работоспособности соединений с натягом является контактная прочность. Контактные давления в направлении длины деталей изменяются по закону кривой (рисунок 70).

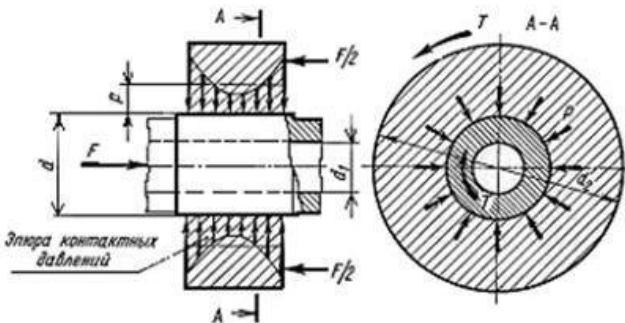


Рисунок 70- Распределение сил и напряжений в соединениях с натягом

Взаимная неподвижность деталей соединения с натягом обеспечивается соблюдением условия:

$$p_m > [p_m]_{\max}, \quad (100)$$

где  $[p_m]_{\max} = 0,5$  – максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали,  $\sigma_T$  – предел текучести материала охватываемой детали. При нагружении соединения осевой силой  $F$

$$p_m \geq \frac{KF}{\pi d l f}, \quad (101)$$

где  $p_m$  – среднее контактное давление,  $K = 2 \dots 4,5$  – коэффициент запаса сцепления для предупреждения контактной коррозии (изнашивания посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных нагрузок, особенно в период пуска и остановки),  $d, l$  – диаметр и длина посадочной поверхности,  $f$  – коэффициент сцепления (трения).

**Упругие элементы.** В каждой машине есть специфические детали, принципиально отличающиеся от всех остальных. Их называют упругими элементами. Упругие элементы имеют разнообразные, весьма непохожие друг на друга конструкции. Поэтому можно дать общее определение.

*Упругие элементы* – детали, жесткость которых намного меньше, чем у остальных, а деформации выше.

Благодаря этому свойству упругие элементы первыми воспринимают удары, вибрации, деформации.

Упругие элементы находят широчайшее применение:

- для амортизации;
  - для создания постоянных сил;
  - для силового замыкания кинематических пар, чтобы исключить влияние зазора на точность перемещения, например в распределительном кулачковом механизме двигателя внутреннего сгорания;
  - для аккумуляции (накопления) механической энергии (часовые пружины, пружина оружейного бойка, дуга лука, резина рогатки и т.д.);
  - для измерения сил (пружинные весы основаны на связи веса и деформации измерительной пружины по закону Гука);
  - для восприятия энергии удара, например буферные пружины, применяемые в железнодорожных составах, артиллерийских орудиях;
- Обычно упругие элементы выполняются в виде пружин различных конструкций (рисунок 71).

Основное распространение в машинах имеют упругие пружины растяжения ( $a$ ), сжатия ( $b$ ) и кручения ( $b$ ) с различным профилем сечения проволоки. Применяются также фасонные ( $z$ ), многожильные

(д) и составные пружины (е), имеющие сложную упругую характеристику, применяющиеся при сложных и высоких нагрузках. Цилиндрическая, или коническая, форма пружин удобна для размещения их в машинах.

В упругих пружинах сжатия и растяжения витки подвержены кручению.

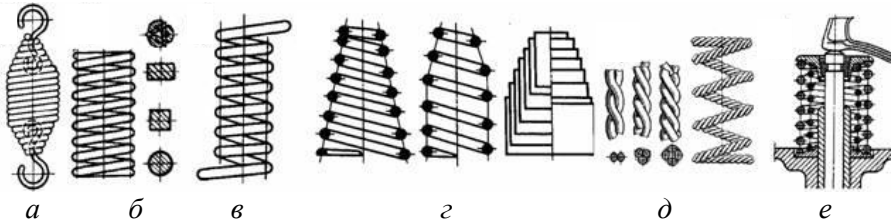


Рисунок 71- Конструкции пружин

### Контрольные вопросы

1. Какие соединения называются разъемными? Какие соединения относятся к разъемным?
2. Какие соединения называются неразъемными? Какие соединения относятся к неразъемным?
3. Какой основной критерий работоспособности крепежных резьбовых соединений? Что понимают под профилем резьбы, шагом резьбы, углом профиля и углом подъема резьбы?
4. Какие соединения называются заклепочными? Расчет на прочность заклепочных соединений?
5. Какие виды сварных соединений вы знаете? Назовите основные критерии работоспособности сварных соединений.
6. Что такое клеммовое соединение? Где применяют клеммовые соединения?
7. Каковы достоинства и недостатки шпоночных соединений? Какие виды шпонок известны? Что является основным критерием работоспособности шпоночного соединения?
8. По каким признакам различают шлицевые соединения? Что является основным критерием работоспособности шлицевых соединений?
9. Как осуществляется соединение с натягом? Какой основной критерий работоспособности соединений с натягом?
10. Какие элементы относятся к упругим?

## 24 Корпусные детали, смазочные и уплотняющие устройства

*Редуктор* – это механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, заключенный в отдельный закрытый корпус и работающий в масляной ванне. *Назначение редуктора* – понижение частоты вращения и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Редукторы широко применяют в различных отраслях народного хозяйства, в связи с чем число разновидностей редукторов велико.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.

Корпуса редукторов должны быть прочными и жесткими. Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют разъемными. Опорами валов редуктора, как правило, являются подшипники качения. Смазывание передач редукторов осуществляется погружением в масляную ванну, подшипников – разбрызгиванием или пластичной смазкой.

Редуктор проектируют для привода определенной машины. На кинематических схемах буквой Б обозначен входной (быстроходный) вал, буквой Т – выходной (тихоходный).

Основная энергетическая характеристика редуктора – допускаемый вращающий момент  $T$  на его ведомом валу при постоянной нагрузке.

**Основные типы редукторов.** Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от ведущего – быстроходного вала к ведомому – тихоходному валу и положением колес в пространстве. Редукторы классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) по типу передачи – зубчатые, червячные, зубчато-червячные;
- 2) по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые, и т.д.;
- 3) по типу зубчатых колес – цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т.д.;
- 4) по относительному расположению валов в пространстве – горизонтальные, вертикальные.

Исполнение редуктора определяется передаточным числом, формой концов валов и вариантом сборки.

*Цилиндрические редукторы* получили широкое распространение в машиностроении благодаря широкому диапазону передаваемых мощностей, долговечности, простоте изготовления.

*Корпус – деталь или группа сочлененных деталей, предназначенная для размещения и фиксации подвижных элементов механизма или машины, для защиты их от воздействия неблагоприятных факторов внешней среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов.*

Кроме того, корпусные детали весьма часто выполняют роль емкости для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

Корпусные детали подвижной техники:

броневые корпуса МГКМ, рамы автомобилей, корпуса двигателей, коробок передач, раздаточных коробок, коробок отбора мощности, ведущих мостов и некоторых других узлов.

***Классификация корпусных деталей:***

1) по степени конструктивной сложности:

– *простые*, не имеющие внутренних перегородок, ребер и приливов;

– *сложные*, содержащие перечисленные элементы;

2) по сообщенности внутреннего пространства с внешней средой:

– *закрытые*, внутренняя полость которых как во время работы, так и в неработающем состоянии полностью изолирована от внешней среды;

– *полузакрытые*, внутренняя полость которых может сообщаться с внешней средой в отдельные моменты (часть времени) работы машины (механизма) или в неработающем состоянии;

– *открытые*, внутренняя полость которых постоянно сообщена с внешней средой;

3) по пригодности для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов:

– *сухие корпуса*, не предназначенные для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов;

– *маслонаполненные корпуса*, емкость которых приспособлена для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов;

4) по основному материалу, из которого изготовлены детали корпуса:

– *металлические* (чугун, сталь литая, сталь сварная, легкие сплавы – алюминивно-кремниевые, алюминивно-магниевые, титановые);

– *неметаллические* (пластики, дерево, фанера);

– *комбинированные* (включающие металлы и неметаллы).

Литой корпус должен удовлетворять конструктивным и технологическим требованиям.

### ***Требования к литым деталям:***

1. Поверхности, расположенные по направлению выемки формы при формировании должны иметь литейные уклоны  $3 - 5^\circ$ .

2. Переход между сопряженными поверхностями следует выполнять с радиусом скругления  $r = 0,2 - 0,35$  от полусуммы толщин сопрягаемых стенок).

3. При разнотолщинности сопрягаемых стенок, превышающей 25 %, необходимо между ними формировать плавный переход на длине, равной  $3 - 5$  толщинам наиболее толстой стенки.

4. Поверхность дна маслonaполненных корпусов должна иметь уклон  $2 - 3^\circ$  в сторону сливного отверстия.

5. Поверхности, подвергаемые механической обработке, следует выполнять так, чтобы обеспечивалось движение режущего инструмента «на проход».

6. Места установки подшипников выполняются утолщенными и подкрепляются ребрами жесткости, ребрами снабжаются также корпуса механизмов с высоким тепловыделением (например, червячных редукторов) с целью увеличения тепловыделяющей поверхности, толщина ребер жесткости и охлаждающих ребер принимается равной толщине стенки или несколько меньше ее ( $\delta_p = (0,8 - 1) \delta_c$ ).

7. Соосные отверстия для обеспечения возможности расточки с одной установки должны иметь одинаковый диаметр.

Основными критериями работоспособности корпусных деталей являются прочность, жесткость и долговечность.

Нагрузки, действующие на корпусные детали, обычно имеют сложный характер и не всегда могут быть учтены при проектном расчете. Вместе с тем и конфигурация корпусных деталей достаточно сложна. Поэтому расчет корпусных деталей затруднителен и выполняется поэлементно с большим числом упрощений и допущений, что снижает их точность и вызывает необходимость модельных и натурных испытаний корпусов с последующей корректировкой документации.

*Смазыванием называют подведение смазывающего материала к поверхностям трения механизма с целью снижения потерь энергии в механизме, уменьшения скорости изнашивания поверхностей трения и защиты этих поверхностей от коррозии.*

### ***Виды смазывания:***

1) по времени подачи смазывающего материала:

– *разовое* (смазывание подшипников асинхронных электродвигателей);

– *периодическое* (смазка шарниров рулевого управления и элементов ходовой части автомобилей при техническом обслуживании);

– *непрерывное* (смазка зубьев шестерен в коробках передач автомобилей);

2) по способу подвода смазывающего агента к поверхностям трения:

– *картерная смазка* (в коробках передач автомобилей);

– *циркуляционная* (например, смазка подшипников скольжения ДВС);

3) от количества трущихся пар, обслуживаемых системой смазки:

– *индивидуальная* (смазывающий агент подается индивидуальной системой к каждой паре трения);

– *централизованная* (смазывающий агент подается общей системой к нескольким парам трения).

Для обеспечения постоянного смазывания зубчатых, червячных и цепных передач наибольшее распространение получила картерная смазка окунанием. При этом способе смазки жидкое масло заливается в корпус механизма, а его уровень устанавливается таким, чтобы зубья, участвующие в работе передачи, в своем движении проходили через масляную ванну. Глубина погружения в масляную ванну зубьев цилиндрических и червячных колес должна составлять не менее двойной высоты зуба. Глубина погружения червяка при его нижнем расположении относительно червячного колеса может составлять до половины его делительного диаметра, однако уровень масла выше середины тел качения подшипников, установленных на валу червяка, нежелателен. Такой способ смазки применим при окружных скоростях зубчатых венцов колес до 15 м/с. При более высоких окружных скоростях зубьев колес смазка окунанием становится неэффективной, и тогда применяют струйную смазку с подачей масла струей под избыточным давлением непосредственно в зону контакта зубьев.

При низком уровне масла в картере на быстроходные валы устанавливают специальные разбрызгиватели. Смазывание зубчатого зацепления и подшипников в этом случае осуществляется за счет образования масляного тумана в полости корпуса передачи.

В местах соединения корпусных деталей, в местах входа и выхода валов в корпус механизма устанавливаются *уплотняющие устройства (уплотнения)* (рисунок 72) для защиты внутреннего пространства механизма от попадания вредных факторов внешней среды (воды, пыли, абразивных частиц) и для предохранения от вытекания из внутреннего пространства смазочных материалов.

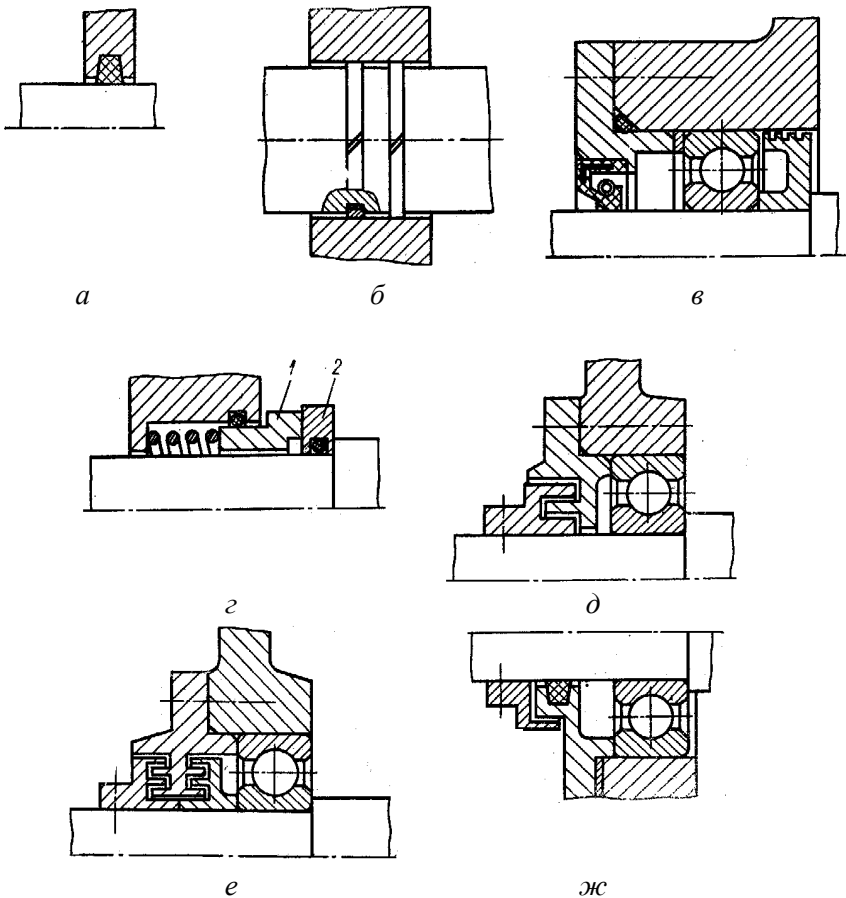


Рисунок 72- Уплотнения валов: а – сальник; б – металлические кольца; в – манжетное; г – торцовое; д – лабиринтное; е – двойное лабиринтное; ж – комбинированное (сальник + щелевое)



### ***Классификация уплотнений:***

1) *по характеру относительной подвижности* поверхностей, между которыми устанавливается уплотнение – *подвижное и неподвижное;*

2) *по характеру взаимодействия с движущейся деталью* – *контактные и бесконтактные;*

3) *по способу создания уплотняющего давления* между уплотнительным элементом и подвижной деталью – *пассивные или натяжные*, в которых необходимое давление между уплотняемыми поверхностями создается за счет деформации уплотняющего элемента и не зависит от давления среды в полости корпуса механизма, и *активные*, в которых давление между уплотняемыми поверхностями меняется пропорционально изменению давления во внутренней полости механизма;

4) *в зависимости от материала*, из которого изготовлен уплотняющий элемент – *металлические и неметаллические;*

5) *по форме подвижной уплотняемой поверхности* – *торцевые (плоскостные), цилиндрические, конические, сферические.*

Для уплотнения неподвижных соединений применяются прокладки, резиновые кольца круглого и прямоугольного сечения, жидкие самотвердеющие герметики.

Наиболее сложным является уплотнение подвижных соединений, например, входных и выходных валов.

Сальники – неметаллические контактные уплотнения пассивного типа. Применяются сальниковые уплотнения при относительных скоростях скольжения до 5 м/с и давлениях в рабочей полости до 0,5 МПа.

Простейшее сальниковое уплотнение содержит кольцо прямоугольного сечения, пропитанное смазывающим материалом и запрессованное в трапециевидную канавку, угол между боковыми поверхностями которой составляет 20 – 30°. Сальниковое кольцо обычно выполняют из войлока или кожи и проваривают его в консистентной смазке.

В манжетных уплотнениях (рисунок 73) предварительное поджатие уплотняющей кромки манжеты к поверхности вала происходит за счет деформации манжеты и натяжения браслетной пружины, которой всегда снабжается манжета. Увеличение давления во внутренней полости корпуса механизма способствует возрастанию усилия, прижимающего ласт манжеты к поверхности вала, препятствуя тем самым сообщению

внутренней полости с внешней средой. Армированные манжеты могут изготавливаться как из различных резиновых смесей, так и из пластиков (полиуретан, поливинилхлорид). Манжетные уплотнения могут применяться при скоростях скольжения до 10 м/с.

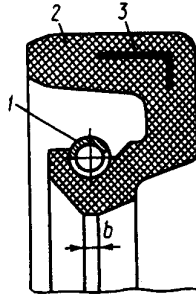


Рисунок 73- Конструкция резиновой армированной манжеты:  
1 – браслетная пружина; 2 – тело манжеты;  
3 – металлическая армирующая вставка

### Контрольные вопросы

1. Что называется редуктором и каково его назначение в приводе машины?
2. По каким признакам классифицируются редукторы?
3. Из чего состоит редуктор?
4. Что такое корпус?
5. Классификация корпусных деталей.
6. Каковы основные критерии работоспособности корпусных деталей?
7. Какие требования предъявляются к литым деталям?
8. Что такое смазывание? Какие виды смазок вы знаете?
9. Что такое уплотнение? Классификация уплотнений.
10. Где применяются сальниковые и манжетные уплотнения?

## Заключение

Пособие было выстрадано за многолетнюю учебную практику на кафедре института.

При сдаче лабораторных работ и на зачетном опросе студенты спрашивают о том, какой литературой можно пользоваться для успешного ответа на поставленные вопросы. Обычный ответ был таков: необходимо знать основы теоретической механики, сопротивления материалов, детали машин и др., т.е. иметь хорошие знания основных общетехнических дисциплин. На это студенты разочарованно разводили руками.

Поэтому в голове зрело желание написать пособие, которое могло бы в краткой форме восстановить в памяти основные положения изучаемых общетехнических наук, целенаправленно подойти к изучению других учебных дисциплин, увидеть главное, стержневое в изучаемой теме, научиться полноценно работать с лабораторными работами, научиться отвечать логично, доказательно, строить правильно речь и многое другое, с чем сталкиваются студенты за время учебы в университете.

Как это получилось, судить тем, кому адресовано пособие.

Исходя из опыта и рекомендаций людей, добившихся больших успехов в жизни, приводим еще несколько добрых советов молодым людям, желающим добиться чего-то в своей деятельности.

***Ставьте себе цели и достигайте их.*** Молодые люди, в частности, студенты, должны знать, чего они хотят добиться в жизни, для чего необходимо разработать ряд практических шагов для достижения конечной цели. Цель может относиться к учебе, науке, работе, взаимоотношениям, самосовершенствованию и т.п.

Цель у студентов – успешно закончить университет, прочно овладеть основы общетехнических и специальных знаний, уметь пользоваться ими в практических делах, повысить свой нравственный уровень, укрепить здоровье.

***Имейте уверенность и высокое чувство собственного достоинства.*** Чувство уверенности – это ключ к любому успеху, чем большего успеха молодой человек добьется, тем более увереннее он будет себя чувствовать.

Рекомендуется пять основных путей приобретения чувств собственного достоинства.

- Отдавайте себе отчет и осознайте ваши положительные качества, таланты и достижения.

- Утвердитесь в мысли, что вы обладаете качествами, которые хотите развить, и все время подтверждайте это, работая над развитием этих качеств.

- Утвердите себе в мысли, что вы преуспевающая личность, достигшая каких-либо целей, что ваши усилия признаны другими людьми.

- Представьте себя процветающим, знающим все и имеющим все.

- Чувствуйте себя уверенно и старайтесь владеть ситуацией, где бы вы не были.

***Решайте проблемы и сами принимайте решения.*** Студенты должны учиться выдвигать несколько альтернатив и учиться выбирать лучшую из них, т.е. принимать решение. Иногда они сталкиваются с трудностями при выборе из числа альтернатив или альтернатив вообще нет, тогда остается только выбирать положительный или отрицательный ответ.

Иногда трудно принять решение или выработать решение логическим путем, взвесив все «да» и «против» и после этого принять решение.

Полезно в некоторых случаях подключить подсознание или интуицию, чтобы сделать выбор, который бы выражал то, чего ожидается от выбора.

Нерешительность – существенная причина тех или иных неудач. Здесь уместен совет: будьте решительны с нерешительностью- своей и чужой.

Чтобы принимать эффективные решения, анализируйте, как это делали другие, уважаемые и опытные люди.

***Если в жизни что-либо приобретается без больших усилий или за бесценок, то это чаще всего не ценится, да и не вызывает доверия.*** Возможно, по этому как мало молодые люди (студенты) приобрели полезного в школе, а затем и в вузе.

Подводя итог написанному, вкратце отметим суть работы. В ней прослеживается следующая логическая цепь: даны сведения о возможностях человека, о познании и мышлении, умственном труде, самообразовании и о том, что молодой человек-студент при желании может достигнуть очень многого.

Приведены базовые сведения из теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, без осознанного знания которых студенты имеют трудность в усвоении основ Деталей машин и основ конструирования и других дисциплин. Эти знания - тот минимальный уровень или планка, ниже которой процесс усвоения общетехнических и специальных дисциплин затруднен.

Далее изложена методика проведения лабораторных работ по Деталям машин и подъемно-транспортным машинам с научно-исследовательским уклоном. Работы имеют теоретическую и экспериментальную части, в каждой из которых делается подробный анализ. Так, математическое выражение теоретической части исследуется по каждому символу: какую информацию он несет, его размерность, точность передачи информации, точность и размерность конечного параметра. Проводится экспериментальная проверка теоретически определенного параметра с обработкой экспериментальных данных, приближенных к научно-исследовательским методикам. По каждой работе дается заключение с анализом несовпадения теоретически определенного параметра и значения, полученного в результате эксперимента. Каждая из работ развивает мышление и расширяет общетехнический уровень подготовки и является первыми шагами к серьезным научным исследованиям.

Следующим звеном в цепи является решение задач, это слабое место в учебном процессе. Приведен анализ решений задач стандартных и нестандартных, приведены рекомендации по успешному их решению. Отмечается и подчеркивается, что решение задач - творчество, приближенное к изобретательству. Показана необходимость осознанного и осмысленного подхода их решения. Приведены примеры решения нескольких типов задач.

Особое внимание уделено ответам студентов на вопросы экзаменационные, при защите курсовых работ и проектов, лабораторных работ и т.п. Проблема в том, что хотя ответы приводятся правильные, но доказать правильность ответа студенты не могут, не могут привести факты, лежащие в основе ответов. Приведены примеры доказательных ответов на ряд вопросов по Деталям машин и даны советы по освоению доказательных ответов. Доказательные ответы способствуют кроме развития мышления еще

умение правильно и логично строить речь, убеждать и доказывать свои высказывания.

В шестом разделе затронуто главное в подготовке специалистов – об обучении. Мы считаем, что преподавание любой учебной дисциплины должно способствовать тому, чтобы студенты учились думать. Приведены три принципа обучения: ***активное изучение, наилучший стимул, последовательность фаз изучения.***

Обучение – это не только изложение учебного материала той или иной дисциплины, но и использование этой информации в практических целях, т.е. должна быть связка «***Знание - умение***». Приведены рекомендации по процессу обучения и успешного освоения общетехнических дисциплин, показаны способы эффективного обучения.

Приведена компьютерная программа для расчета деталей общего назначения и других технических объектов.

Работа рассчитана на студентов, желающих повысить свой общеобразовательный уровень, эффективно осваивать учебные дисциплины, развивать мышление, память и другие качества.

## Список использованных источников

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник для вузов / М. Н. Иванов. – М.: Высшая шк., 1998.
2. Решетов, Д. Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Механика. Вопросы теоретической механики, сопротивление материалов, деталей машин: учебник / М. Н. Серазутдинов [и др.]. – Казань: Центр инновационных технологий, 2007. – 330 с.
4. Ануриев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1999.
5. Детали машин: атлас / под ред. Д. Н. Решетова. – М., 1970.
6. Орлов, П. И. Основы конструирования: справочно-метод. пособие / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
7. Артоболевский, А. А. Теория механизмов и машин / А. А. Артоболевский. – М.: Наука, 1975.
8. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Высшая шк., 2001. – 447 с.
9. Устюгов, И. И. Детали машин: учебное пособие для учащихся техникумов / И. И. Устюгов. – М.: Высшая шк., 1981. – 399 с.
10. Чернавский, С. А. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев. – М.: Машиностроение, 1984.
11. Девятов, Д. С. Расчеты и проектирование деталей машин / Д. С. Девятов. – М.: Высшая шк., 1974.
12. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин / сост.: Г. М. Ицкович [и др.]. – М.: Машиностроение, 1975. – 286 с.
13. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград, 2003.
14. Ряховский, О. А. Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
15. Машиностроительное черчение: учебник для студентов машиностроительных и приборостроительных специальностей вузов / Г. П. Вяткин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 368 с.
16. ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность.

17. ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс.
18. Детали машин: методические указания и задания к курсовому проекту / сост.: Н. М. Михайлов [и др.]. – Казань, 2003. – 44 с.
19. Проектирование элементов приводов машин: методические указания / сост.: Н. М. Михайлов, А. Г. Новширванов, Р. А. Усманов. – Казань, 1998. – 28 с.
20. Расчет и проектирование передач зацеплением: методические указания / сост.: Н. М. Михайлов [и др.]. – Казань, 1998. – 36 с.
21. Островская, Э.Н. Детали машин (Прикладная механика): тексты лекций / Э.Н. Островская, Т.В.Полякова. – Казань: Изд-во КГТУ, 2011. – 96 с.
22. Мудров, А.Г. Детали машин: учебно-методическое пособие / А.Г. Мудров, В.А.Султанов.- Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2019.- 220 с.
23. Каратаев, О.Р. Основы проектирования: учебное пособие / О.Р. Каратаев, Д.А. Хамидуллина. – Казань: Изд-во КНИТУ, 2016. – 216 с.



## Вопросы для самоконтроля

Ниже предлагаются вопросы для проверки у студентов общетехнических знаний.

1. Что такое сила, чем она характеризуется? Привести конкретные примеры действия сил.
2. Что представляет собой сила, равная 1 Н?
3. Что такое масса тела, что она характеризует?
4. Разъясните понятие массы тела и вес тела.
5. При взвешивании на весах что имеем, массу или вес тела?
6. Что такое скорость тела, назовите виды скоростей.
7. Какая связь между линейной и угловой скоростями?
8. Какая связь между угловой скоростью и частотой вращения?
9. Что такое ускорение тела? Назовите виды ускорений.
10. Что является характеристикой тела в поступательном движении? Во вращательном движении?
11. Что такое сила инерции тела? Приведите конкретные примеры.
12. Что такое момент инерции массы тела? Где используется?
13. Что такое момент инерции сечения тела? Где используется?
14. Что такое КПД машины или устройства?
15. Как объяснить КПД устройства, равное 0,3; 0,8; 1,1?
16. Как определяется КПД (назвать два варианта определения)?
17. Как определить КПД передачи, состоящей из двух зубчатых колес?
18. КПД автомобиля равно 0,3; 0,5; 0,9. В чем это проявляется на практике?
19. Как можно увеличить КПД устройства?
20. Что такое сила трения, от каких факторов она зависит?
21. Что такое угол трения? Какое свойство он имеет, как применяется на практике в технике?
22. Какая связь между углом трения и коэффициентом трения?
23. Что такое приведенный коэффициент трения? Привести примеры и значения приведенного коэффициента трения.
24. При каком условии тело скользит по наклонной плоскости, например, ребенок на санках или лыжах?
25. Что такое момент трения, чему он равен? Привести примеры.
26. Что такое работа? Напишите формулу работы при поступательном и вращательном движениях.

27. Что такое мощность? Напишите значение мощности при поступательном и вращательном движениях.
28. Напишите размерности работы и мощности.
29. Как подобрать электродвигатель для механизма подъема, для механизма передвижения крана?
30. КПД блока подвижного и неподвижного, сопоставить их значение при одинаковом весе груза, канате, материале цапфы и подшипника.
31. Что такое самоторможение в соединении гайка-болт? Назвать условие самоторможения.
32. Что такое самоторможение в червячном зацеплении? Условие самоторможения.
33. Что такое заходность червяка? Как определяется?
34. Что такое коэффициент диаметра червяка? Назовите причины введения этого коэффициента.
35. Что такое передаточное отношение, передаточное число, в чем их отличие и сходство?
36. Чему равно значение КПД последовательно и параллельно соединенных передач?
37. Чему равно передаточное отношение последовательно соединенных передач?
38. Как определяется прочность детали, назвать условие?
39. Что такое жесткость изделия, как определяется?
40. Что понимается под допускаемым напряжением при растяжении, изгибе, кручении?
41. Что такое упругость? Привести примеры.
42. Что такое модуль продольной упругости, что он характеризует, назвать размерность?
43. Как характеризуется закон Гука при растяжении?
44. Что такое модуль сдвига, что он характеризует, назвать размерность?
45. Назовите закон Гука при сдвиге?
46. Назовите геометрическую характеристику тела при растяжении, изгибе, кручении?
47. Почему листовые рессоры в автомобиле установлены не ребром, а гранью?
48. Почему валы часто изготавливают в виде труб, а не сплошными?
49. Укажите недостатки одинарных полиспастов.

50. В каких одинарных полиспадах отсутствует перекоп подвески при подъеме или опускании груза?
51. В каких ветвях полиспаста имеются одинаковые значения натяжения при подъеме или опускании груза?
52. Укажите недостатки сдвоенных полиспадов.
53. Как определяется натяжение в любой из ветвей полиспаста, если известно натяжение в одной из них и КПД блока?
54. Как увеличить КПД полиспаста?
55. Назовите недостатки, присущие всем ленточным тормозам.
56. Укажите недостатки дифференциального тормоза.
57. Как подобрать типовой ленточный или колодочный тормоз?
58. Как подобрать магнит для замыкания тормоза?
59. При каких условиях работоспособен дифференциальный тормоз?
60. Назовите причины неравномерного износа тормозной ленты?
61. Назовите потери в червячном зацеплении редуктора ручной тали?
62. Как определить выигрыш в силе у ручной тали (привести различные варианты)?
63. Как подобрать цепь грузовую и приводную у ручной тали, например, при грузоподъемности 10 т?
64. Как определить КПД полиспаста ручной тали теоретическим и экспериментальными способами?
65. Как определить КПД редуктора ручной тали теоретическим и экспериментальными способами?
66. Как спроектировать ручную таль с выигрышем в силе в 50, 100 и любое число раз?
67. Как можно увеличить КПД ручной тали, любой машины или устройства?
68. Назовите условие работы ременной передачи без буксования ремня?
69. Охарактеризуйте тяговую способность плоскоременной и клиноременной передач, обоснуйте ответ?
70. Как увеличить тяговую способность плоскоременной передачи?
71. Каким критерием работоспособности характеризуется цепная передача?
72. Назовите технические требования на сборку цепной (ременной) передачи?

73. Назовите технические требования на сборку электродвигателя и редуктора?

74. Для какой цели служит самоустанавливающийся подшипник, приведите примеры его использования в сельскохозяйственных машинах, подъемно-транспортных машинах и др.?

75. Имеются два болта, например, М16: один с крупным шагом, другой с мелким. Какой из болтов имеет большую прочность при растяжении, привести доказательство?

76. Что такое податливость болта, отчего зависит?

77. При каком условии гайка на болте не будет самотормозящей?

78. Имеется гайка высотой 10 мм и гайка высотой 20 мм при одном и том же диаметре и материале, прочность какой гайки больше, объяснить?

79. Имеется болтовое соединение с предварительной затяжкой и дополнительной внешней силой, назовите условие нераскрытия стыка.

80. Как распределена нагрузка на шарики в подшипниках качения?

81. Какое условие необходимо выдержать при сборке подшипников качения на валах?

82. Как подбирают подшипники качения?

83. По какому показателю рассчитываются открытые зубчатые передачи, закрытые передачи?

84. Как определяется подача (производительность) любой транспортирующей машины теоретическим путем?

85. Как проверяется подача транспортирующей машины экспериментальным путем?

86. Какие устройства используются для предохранения рабочих органов транспортирующих машин от поломок?

87. Какими параметрами характеризуется насыпной груз? Штучный груз?

88. Что такое давление, в каких единицах измеряется, привести примеры?

89. Объясните, почему лезвием топора легко перерубить волокна дерева, а от удара обухом остается вмятина?

90. Что такое момент сопротивления сечения, виды моментов, размерность? Привести примеры.

91. Назовите «золотое правило механики», приведите примеры.

92. Как определить передаточное отношение редуктора?

93. Для какой цели используется коробка передач в автомобиле, привести доказательное объяснение.
94. Объясните назначение муфты, виды муфт, правило установки.
95. Назовите периоды работы механизма подъема, механизма передвижения и любого другого машинного агрегата.
96. При пуске механизма подъема или другого механизма назовите моменты, которые преодолевает двигатель.
97. Назовите моменты при установившемся периоде работы механизма, например, подъема или другого механизма (передвижения, поворота и т.д.).
98. Как подобрать типовой редуктор для того или иного устройства?
99. Как подобрать муфту для соединения валов электродвигателя и редуктора?
100. Как подобрать электродвигатель для механизма поворота крана?
101. Как подобрать канат для механизма подъема?
102. В каких случаях бракуется канат?
103. Что характеризует ПВ (продолжительность включения) и к какому разделу техники относится?
104. Почему мешок массой 50 кг человеку трудно поднять на плечо, объяснить доказательно?
105. Как влияет ПВ на выбор редуктора?
106. Укажите отличие проектного и проверочного расчетов деталей.
107. Назовите условие жесткости детали.
108. По какой формуле проверяется долговечность цепи ?
109. Укажите основные разрушения у цепных передач.
110. Что такое галтель, буртик, проточка?
111. Назовите типы шпонок.
112. Недостаток клиновых шпонок.
113. Назовите условие работы подшипника скольжения при жидкостном трении.
114. Что такое клиновой зазор и где он возникает?
115. Назовите преимущественное использование подшипников скольжения.
116. Чем принципиально отличаются подшипники качения от подшипников скольжения?

117. В каких случаях выбор подшипников производится по статической грузоподъемности?

118. Основные виды разрушения деталей подшипников качения.

119. Как определяется критическая частота вращения вала?

120. Назовите условие жесткости валов.

***Проверьте свои знания по предложенным вопросам и только при затруднении с ответом посмотрите соответствующий номер вопроса в разделе ответы.***

## Ответы на контрольные вопросы

1. Сила - есть мера взаимодействия тел, это векторная величина, характеризующаяся модулем, точкой приложения и направлением.

2. Сила, которую надо приложить к телу массой 1 кг, чтобы сообщить ему ускорение  $1 \text{ м/с}^2$ .

3. Масса- одна из основных физических характеристик материи, являющаяся мерой ее инерционных и гравитационных свойств.

4. Масса - мера инертности тела в поступательном движении. Вес тела- сила, с которой тело действует вследствие тяготения к земле на опору (или подвес), удерживающую его от свободного падения.

5. При взвешивании на весах имеем массу тела.

6. Скорость - одна из характеристик движения материальной точки. Скорость поступательного движения есть отношение перемещения к промежутку времени, за которое произошло это перемещение. Виды скорости: поступательная (линейная), угловая.

7. Связь между линейной и угловой скоростью выражена  $\mathbf{V}=\omega\mathbf{R}$ , где R-радиус кривой.

8. Связь между угловой скоростью и частотой вращения выражена  $\omega=\pi n/30$ .

9. Ускорение – векторная величина, характеризующая быстроту изменения с течением времени вектора скорости точки, т.е.  $\mathbf{a}=\mathbf{V}/t$  или  $\varepsilon=\omega/t$ .

Ускорение по виду движения: поступательное, угловое, ускорение Кориолиса. У вращающегося тела или при движении по кривой различают касательное ускорение  $\mathbf{a}_t=d\mathbf{v}/dt$  и нормальное-  $\mathbf{a}_n=v^2/R$ .

10. Характеристикой тела в поступательном движении является масса тела, во вращательном- момент инерции массы тела.

11. Сила инерции тела – векторная величина, равная по модулю произведению массы тела на его ускорение и направлено противоположно этому направлению. При резком трогании транспортного средства, пассажир откидывается назад, при резком торможении- вперед.

12. Моментом инерции массы тела относительно оси называется скалярная величина, равная сумме произведений масс всех точек тела на квадраты их расстояний от этой оси,  $\mathfrak{I}_x = \sum m_i y_i^2$  или

$\mathfrak{J}_x = \int_v dmy_i^2$ . Момент инерции массы тела является мерой инертности тела при вращательном движении. Используется в динамических уравнениях машин и механизмов.

13. Момент инерции сечения тела относительно оси равен  $\mathfrak{J}_x = \int_F dFy_i^2$ , он является геометрической характеристикой сечения тела при изгибе относительно этой оси. Используется при расчете на прочность изделий при изгибе.

14. КПД - есть показатель, характеризующий потери машины или устройства на вредные сопротивления, определяется отношением полезной работы (мощности) на затраченную работу (мощность). Или есть разница между единицей и коэффициентом потерь в машине или устройстве.

15. КПД устройства, равное 0,3 и 0,8 означает, что 70% и 20% передаваемой энергии тратится на вредные сопротивления и только 30 и 80%- на полезные. КПД, равное 1,1 не может быть вообще.

16. КПД можно определить теоретическим и экспериментальным способами. Можно, как отношение полезной работы (мощности) к затраченной работе (мощности). Можно, как разность между единицей и коэффициентом потерь в машине, устройстве.

17. КПД передачи из двух зубчатых колес определяется через отношение полезной работы к затраченной. Полезная работа на ведомом колесе равна произведению момента на угол поворота колеса, затраченная работа на ведущей шестерни - произведению момента на угол поворота шестерни. Практически определить можно так: закрепить на колесе и шестерни рычаги, на один из них подвесить груз, другой рычаг привести в движение через динамометр, измерить силу динамометром, углы поворота шестерни и колеса, произвести вычисления.

Момент определяется произведением веса груза на плечо поворота и произведением силы, замеренной динамометром на плечо приложения силы.

18. КПД автомобиля 0,3; 0,5 и 0,9 указывает на то, что у первого 70%, у второго 50% и третьего 10% энергии расходуется на вредные сопротивления. Если выразить через 10 л бензина в баке, то у первого 7, у второго 5 и у третьего 1 литр расходуются на вредные сопротивления.



19. КПД устройств можно увеличить уменьшением вредных сопротивлений.

20. Сила трения есть произведение нормального давления тела на коэффициент трения, сила трения направлена всегда против движения тела. Сила трения  $F=Nf$  зависит от значения нормального давления, состояния трущихся поверхностей.

21. Угол трения есть угол между нормальной реакцией и результирующей сил трения и нормальной реакции. Свойство угла такое, если сила действует на тело внутри конуса, образованного результирующей силой, то привести тело в движение невозможно.

Это свойство используют для увеличения трения, например, в треугольной резьбе, угол наклона винтовой линии которой всегда меньше приведенного угла трения; в червячной передаче угол наклона витков меньше приведенного угла трения (самоторможение).

22. Связь между углом трения и коэффициентом трения -  $tg\varphi=f$ .

23. Приведенный коэффициент трения указывает на то, что трение тел происходит по поверхностям, отличающимися от горизонтальной плоскости (от условий, при которых экспериментально определялось значение коэффициентов трения тел из различных материалов).

При иной поверхности меняются давления тел и другие параметры, все это учитывается приведенным коэффициентом трения. Например, приведенный коэффициент трения в приработанном подшипнике скольжения равен  $f^*=1,27f$ .

24. Тело скользит по наклонной плоскости тогда, когда движущая сила  $mg\sin\alpha$  больше силы трения  $mg f \cos\alpha$  ( $\alpha$ - угол наклона плоскости).

25. Момент трения равен произведению силы трения  $Nf$  на плечо трения  $M_{тр}=Nfh$ . Например, момент трения в опоре подшипника скольжения равен  $M_{тр}=0,5Rf^*d_{ц}$  ( $R$ - радиальное давление;  $f^*$ - приведенный коэффициент трения;  $d_{ц}$ - диаметр цапфы).

26. Работа есть произведение силы на расстояние. При поступательном движении  $A=Pscos\alpha$  ( $\alpha$ -угол наклона действия силы к горизонту), при вращательном  $A=M\varphi$  ( $M$  –момент,  $\varphi$ -угол поворота).

27. Мощность есть произведенная работа в единицу времени. При поступательном движении  $N=A/t=Ps/t=Pv$ , при вращательном  $N=A/t=M\varphi/t=M\omega$ .

28. Размерность работы- Джоуль. Джоуль равен работе, совершаемой силой  $1\text{Н}$  при перемещении точки ее приложения на  $1\text{ м}$  в направлении действия силы,  $1\text{ Дж}=1\text{Нм}$ .

Размерность мощности ватт (**Вт**). Ватт равен мощности, при которой совершается работа  $1\text{ Дж}$  за время  $1\text{ с}$ ,  $1\text{ Вт}=\text{Нм/с}$ .

29. Электродвигатель для механизма подъема подбирается по мощности, меньшей расчетной с учетом ПВ (продолжительность включения). Для механизма передвижения- по мощности, равной расчетной с учетом ПВ.

30. КПД подвижного блока больше, чем неподвижного, так как потери в подвижном блоке меньше, чем в неподвижном. Это объясняется тем, что давление в цапфе подвижного блока меньше, чем у неподвижного.

31. Самоторможение в соединении гайка-болт означает, что гайка не может отвинчиваться без воздействия внешних сил. Условие самоторможения запишется  $\beta < \varphi'$ , угол наклона винтовой линии меньше приведенного угла трения.

32. Самоторможение в червячном зацеплении означает, что передача от червячного колеса к червяку невозможна. Условие самоторможения  $\alpha < \varphi'$ , угол наклона винтовой линии витка меньше приведенного угла трения.

33. Заходность червяка аналогична числу зубьев шестерни, т.е., если заходность  $1,2,4$ , то шестерня имеет число зубьев  $1,2,4$ . Заходность определяется  $z_2/u=z_1$ , число зубьев червячного колеса делится на передаточное число.

34. Коэффициент диаметра червяка- термин, который введен из-за того, что при определении диаметра червяка по формуле  $d_1=mz_1$  диаметр очень мал, порядка  $5...25\text{ мм}$  и неприемлем для изготовления и работы.

35. Передаточное отношение есть отношение угловой скорости (частоты) ведущего вала к угловой скорости (частоте) ведомого вала. Передаточное число- есть отношение числа зубьев ведомого колеса (ведомого диаметра в ременной передаче) к числу зубьев ведущей шестерни (ведущего диаметра).

Передаточное отношение может быть положительным и отрицательным, а передаточное число только положительным.

36. КПД последовательно соединенных передач равно произведению КПД отдельных передач, т.е.  $\eta=\eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$ .

**Отсюда следует, что КПД всей машины будет меньше самого низкого КПД отдельных механизмов.**

КПД параллельно соединенных механизмов равно

$$\eta = \frac{\eta_1 N_1 + \eta_2 N_2 + \dots + \eta_n N_n}{N_1 + N_2 + N_3 + \dots + N_n},$$

где  $N_1, \dots, N_n$  - соответственно затраченные мощности первого... n механизмов;

$\eta_1 \dots \eta_n$  - соответственно КПД первого ... n механизмов.

**Отсюда следует, что КПД всей машины будет выше, чем самый низкий КПД, и ниже, чем самый высокий КПД отдельных механизмов.**

37. Передаточное отношение последовательно соединенных передач равно произведению передаточных отношений отдельных передач.

38. Прочность детали определяется по условию – действующее напряжение в детали должно быть меньше допускаемого напряжения того материала, из которого изготовлена деталь.

39. **Условие жесткости изделия при растяжении** определяется  $\varepsilon < [\varepsilon]$ , т.е. относительное удлинение должно быть меньше допускаемого. Если учесть, что  $\varepsilon = \sigma / E$  и  $\sigma = P / F$ , получим условие жесткости при растяжении, выраженное через относительные деформации  $P / EF \leq [\varepsilon]$ .

То же условие жесткости, выраженное через абсолютные деформации  $P \ell / EF \leq [\Delta \ell]$ .

**Условие жесткости для сложного изгиба** запишется  $\sqrt{f_x^2 + f_y^2} \leq [f]$ , т.е. сумма прогибов по направлениям осей X и Y должна быть меньше допускаемого прогиба.

**Условие жесткости при кручении** определяется сравнением угла закручивания с допускаемым углом закручивания, т.е.  $\varphi \leq [\varphi]$  или

$$\frac{M_k \ell}{G \mathcal{J}_p} \leq [\varphi].$$

40. Допускаемые напряжения при растяжении и кручении определяются формулами  $[\sigma] = \sigma_{np} / (\psi_\sigma + K_\sigma / \varepsilon \beta) n$  и  $[\tau] = \tau_{np} / (\psi_\tau + K_\tau / \varepsilon \beta) n$ ,

где  $\sigma_{np}$ ,  $\tau_{np}$  – предельные нормальные, касательные напряжения, при достижении которых наступает разрушение;

$\Psi_{\sigma}, \Psi_{\tau}$  – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла;

$K_{\sigma}, K_{\tau}$  - коэффициенты концентрации напряжений, берутся из таблиц;

$\varepsilon$  - масштабный фактор, учитывающий размер детали;

$\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости детали;

$n$  – требуемый или нормативный коэффициент запаса прочности ( $n=n_1n_2n_3$ ;  $n_1$  - учитывает степень точности расчетной схемы к действующей;  $n_2$  - учитывает степень однородности материала;  $n_3$  – учитывает степень безопасности в особых условиях эксплуатации).

41. Упругость - есть свойство тела восстанавливать свою форму и объем после прекращения действия внешних сил. Тело, обладающее этим свойством, называется упругим. В области упругих деформаций тел справедлив закон Гука.

42. Модуль продольной упругости  $E$  характеризует физические свойства материала и способность материала упруго сопротивляться линейной деформации или продольную (линейную) жесткость материала. Измеряется в  $\text{Па}$  ( $\text{Н/м}^2$ ).

43. Закон Гука устанавливает зависимость между напряжением и деформацией и выражается уравнением  $\sigma=\varepsilon E$ , т.е. нормальное напряжение прямо пропорционально относительному удлинению.

44. Модуль сдвига характеризует способность материала упруго сопротивляться сдвигу или жесткость материала при сдвиге. Размерность модуля сдвига  $\text{Па}$  ( $\text{Н/м}^2$ ).

45. Касательное напряжение прямо пропорционально углу сдвига и выражается уравнением  $\tau=\varphi G$ .

46. Геометрической характеристикой тела при растяжении является площадь сечения, при изгибе- осевые моменты инерции сечения тела относительно соответствующих осей, при кручении- полярный момент инерции сечения тела относительно оси стержня.

47. Листовые рессоры в автомобиле устанавливаются не ребром потому, что момент инерции сечения тела относительно оси ребра в несколько раз больше момента инерции сечения тела относительно оси грани.

48. Касательные напряжения при кручении определяются формулой  $\tau=M_{кр}/J_p$ , в соответствии с формулой в центре вала  $r=0$  и касательные напряжения будут равны нулю, т.е. металл в центре вала не работает, поэтому валы изготавливают в виде труб.

49. Недостаток одинарного полиспаста заключается в перекосе подвески при подъеме и опускании груза.

50. Перекос подвески в одинарных полиспастах отсутствует при кратности, равной двум, а также трем, если канат закреплен на оси подвески в плоскости канатов.

51. Одинаковое значение натяжения в канатах полиспаста будут у сдвоенных полиспастов в симметричных ветвях.

52. Недостаток сдвоенного полиспаста- в удвоенном количестве блоков и ветвей каната.

53. Натяжение в любой из ветвей полиспаста определяется по выражению  $S_{нб} = S_{сб} \eta_b$ , т.е. натяжение в набегающей ветви равно натяжению в сбегающей, умноженной на КПД блока, соответственно натяжение в сбегающей ветви,  $S_{сб} = S_{нб} / \eta_b$ .

54. КПД полиспаста можно увеличить уменьшением потерь в блоке: уменьшением трения в цапфе и жесткости каната.

55. Недостаток ленточных тормозов: большое давление на вал шкива, неравномерность износа ленты, разные усилия на рычаге при изменении вращения тормозного шкива.

56. Недостаток дифференциального тормоза: большое давление на вал шкива, неравномерность износа ленты, самозатягивание (самоторможение).

57. Типовой тормоз (колодочный и ленточный) подбирается по тормозному моменту, диаметру тормозного шкива и ПВ (продолжительность включения).

58. Магнит для замыкания тормоза подбирается по силе действия на рычаг и ходу рычага так, чтобы  $P_m > P_p$  и  $X_m > X_p$ .

59. Дифференциальный тормоз работоспособен тогда, когда: действующее удельное давление меньше допустимого удельного давления материала тормозной колодки, плечи крепления концов ленты к рычагу должны удовлетворять условию  $a > c e^{f^a}$  или  $c > a e^{f^a}$  при соответствующих направлениях вращения шкива.

60. Неравномерность износа ленты возникает от того, что натяжения в набегающей ветви (соответственно и давление) больше, чем таковое в сбегающей, следовательно, силы трения и износ в набегающей ветви больше, чем в сбегающей.

61. Потери в червячной передаче складываются из потерь в опорах валов, потерь в зацеплении зубьев с витками червяка и потерь скольжения зубьев колеса вдоль витков червяка.

62. Выигрыш в силе у ручной тали можно определить экспериментально, для чего подвесить груз на крюк и динамометром без ускорения произвести подъем груза. Выигрыш в силе равен отношению веса груза на усилие в приводной цепи (определяется по показаниям динамометра).

Можно определить выигрыш в силе теоретически через параметры редуктора и полиспаста по выражению (предлагается студентам самим вывести это выражение)

$$u_p i_n \eta_p \eta_n (D_n/D_3),$$

где  $u_p$   $i_n$ - передаточное число редуктора и кратность полиспаста;

$\eta_p, \eta_n$  –КПД редуктора и полиспаста;

$D_n, D_3$  –диаметры приводной и грузовой звездочек.

63. Подбирать цепь необходимо по правилам Госгортехнадзора по условию

$$S_{\max} n \leq S_{\text{разр}},$$

где  $S_{\max}$  – максимальное натяжение в цепи, кН;

$n$  – коэффициент запаса прочности (из таблиц);

$S_{\text{разр}}$ - разрывное усилие цепи, кН (берется из таблиц).

Максимальное усилие в грузовой цепи определяется  $S_{\max}=mg/i_n \eta_n$ .

Максимальное усилие в приводной цепи  $S_{\max}=mgD_3/D_n u_p i_n \eta_p \eta_n$ .

Для подбора цепей необходимо подставить значения параметров тали и полиспаста, сделать вычисления и подобрать по каталогу цепи.

64. КПД полиспаста ручной тали теоретически определяется  $\eta_n = \eta_3$  (полиспаст тали имеет кратность 2, т.е. одну подвижную звездочку).

КПД полиспаста экспериментально определяется так: подвешивают на крюк полиспаста груз и динамометром производят подъем груза через одну из ветвей цепи подвески, замеряют высоту подъема груза, расстояние подъема приводной цепи и показания динамометра. Полезная работа полиспаста будет равна произведению веса груза на высоту подъема груза, затраченная работа определяется произведением силы на приводной цепи на величину ее перемещения. КПД определяется отношением полезной работы к затраченной.

65. КПД редуктора теоретически определяется выражением

$$\eta_p = \eta_o \eta_v \eta_3,$$

где  $\eta_o, \eta_v, \eta_3$  – соответственно КПД опорных валов, скольжения зубьев колеса вдоль витков и зацепления зубьев колеса и витков червяка.

Экспериментально КПД определяется отношением полезной работы к затраченной. Полезная работа равна произведению веса груза на высоту его подъема, затраченная- произведением усилия на

приводной цепи (определяется динамометром) на величину перемещения цепи.

66. Спроектировать ручную таль с выигрышем в силе в любое число  $n$  раз можно с учетом выражения  $(D_n / D_3) u_p i_n \eta_p \eta_n = n$  (в формуле соответственно обозначены диаметры приводной и грузовой звездочек, передаточного числа, кратности полиспаста, КПД редуктора и полиспаста).

67. Увеличить КПД ручной тали можно увеличением КПД редуктора тали и полиспаста - это можно сделать через уменьшение потерь в редукторе и полиспасте (практически обеспечить хорошую смазку трущихся деталей).

68. Условие работы ременной передачи без буксования должно быть при коэффициенте скольжения  $\varepsilon \leq (0,01...0,03)$ ,  $S_{н6} = S_{с6} \cdot e^{f\alpha}$  и соответствующем предварительном натяжении ремня.

69. Тяговая способность ременной передачи определяется коэффициентом тяги, равным отношению окружной силы  $P = S_1 - S_2$  к сумме натяжений ветвей  $S_1 + S_2 = 2S_0$ .

$$\varphi = (S_1 - S_2) / (S_1 + S_2).$$

Коэффициент тяги показывает, какая часть предварительного натяжения используется полезно для передачи нагрузки, т.е. степень загруженности передачи.

70. Чтобы увеличить тяговую способность плоскоремной передачи, необходимо проанализировать формулу коэффициента тяги. Из формулы видно, что для увеличения коэффициента тяги необходимо увеличить значение числителя, т.е. разность  $(S_1 - S_2)$ . По формуле Эйлера связь между натяжениями запишется  $S_1 = S_2 e^{f\alpha}$ , следовательно, увеличить разность натяжений можно двумя параметрами:  $f$  - приведенным коэффициентом трения и углом  $\alpha$  обхвата, который увеличивают дополнительным натяжным роликком.

Предварительное натяжение ремня влияет на коэффициент тяги, но злоупотреблять этим нельзя, поскольку, излишнее натяжение снижает долговечность ремня и КПД. С этих позиций целесообразно автоматическое натяжение ремня.

71. Основной критерий потери работоспособности цепной передачи является износ шарниров цепи, поэтому критерием работоспособности является условие  $p \leq [p]$ , т.е. удельное давление в шарнире меньше допустимого  $p = P/dB \leq [p]$  ( $P$  - окружная сила,  $d$  и  $B$  - диаметр валика и ширина цепи).

72. При сборке цепной (ременной) передачи необходимо соблюдать 2 условия: натяжение цепи (ремня) и расположение звездочек (шкивов) в одной плоскости.

73. При сборке электродвигателя и редуктора необходимо обеспечить минимальное значение допуска соосности и перекося валов электродвигателя и редуктора, о чем производится запись в технических требованиях сборочного чертежа.

74. Самоустанавливающиеся подшипники устраняют нагрузки на подшипник там, где возможен перекося (деформации) расположения опор валов. Например, в зерноуборочном комбайне вал молотильного барабана установлен на самоустанавливающихся подшипниках. В грузоподъемных машинах опоры поворотной колонны, в приводных колесах механизмов передвижения также установлены самоустанавливающиеся подшипники.

75. Из двух болтов с одинаковым внешним диаметром прочнее будет болт с мелким шагом, так как у него внутренний диаметр будет больше, а расчет болта ведется по внутреннему диаметру.

76. Податливость болта  $\lambda$  связана с деформацией  $\Delta l$  и нагрузкой  $P$  выражением  $\Delta l = P\lambda$  и определяется  $\lambda = l/EF$  (где  $l$ - длина болта, находящегося под нагрузкой;  $E$  – модуль продольной упругости материала болта;  $F$ - площадь сечения болта).

Исходя из формулы, податливость болта зависит от материала, длины и площади сечения болта. Увеличить податливость болта можно длиной болта (для чего под гайку подложить втулку определенной высоты) и уменьшением площади сечения стержня болта, для чего высверливают продольное отверстие. Материал в готовом болте изменить не можем (это возможно при изготовлении болта).

77. Гайка на болте не будет самотормозящей тогда, когда угол наклона винтовой линии будет больше приведенного угла трения.

78. Прочность гаек разной высоты будут одинаковы, так как нагрузка на витки гайки распределяются не одинаково. Первый виток воспринимает  $0,52P$ , второй  $-0,25P$ , третий  $-0,12P$ , четвертый  $-0,06P$ , пятый  $-0,03P$  и шестой виток  $-0,02P$ , далее увеличение витков ничего не дают.

79. Условие нераскрытия стыка должно быть при  $F_c > 0$  или  $F_c = P_3 - (1-\chi)P$  (где  $P_3$ - величина предварительной затяжки болта;  $P$ - внешняя сила, приложенная к соединению после затяжки;  $\chi$ -коэффициент внешней нагрузки).



80. Нагрузка на шарики в подшипниках качения при внешней нагрузке  $P$  распределена неравномерно. На первый шарик действует сила  $P_0=5P/z$ , на два вторых  $P_1=P_0\cos^{3/2}\gamma$ , на два третьих  $P_2=P_0\cos^{3/2}2\gamma$ , верхние шарики нагрузку не воспринимают ( $z$ - число шариков;  $\gamma$ - угол между шариками,  $\gamma=360^\circ/z$ ).

81. При сборке подшипников качения необходимо обеспечить отсутствие дополнительной нагрузки от неточности монтажа, не было бы воздействия от изменения температуры, подшипники были бы защищены от пыли и грязи.

82. Подшипники качения подбираются по статической грузоподъемности по условию  $P_0 \leq C_0$  при  $n < 1 \text{ мин}^{-1}$ .

$$P_0 = x_0 F_r + y_0 F_a,$$

где  $P_0$ - эквивалентная нагрузка на подшипник, Н;

$x_0, y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (из таблиц);

$F_r, F_a$  – соответственно, радиальная и осевая нагрузки, Н.

$C_0$ - статическая грузоподъемность, Н.

Подбираются и по динамической грузоподъемности по условию

$$C_3 < C_k,$$

при  $n > 1 \text{ мин}^{-1}$ . Долговечность подшипника в млн оборотов  $L = (C/P)^m$  или  $L = 60nL_h/10^6$  (здесь  $C_3$ - расчетная нагрузка;  $C_k$ - грузоподъемность из каталога;  $n$  – частота вращения вала;  $L_h$ - срок службы в часах).

83. Открытые зубчатые передачи рассчитываются по изгибным напряжениям, сравниваются действующие напряжения с допускаемыми напряжениями материала, из которого изготовлены колеса.

Закрытые зубчатые передачи рассчитываются по контактным напряжениям, опять же сравнение действующих напряжений с допускаемыми.

84. Подача любой транспортирующей машины в т/ч определяется по выражению  $\Pi = 3,6 qv$  ( $q$ - погонная масса груза, кг/м;  $v$ - скорость транспортирования, м/с). Погонная масса определяется  $q = F\gamma\psi$  ( $F$ - площадь сечения потока груза, м<sup>2</sup>;  $\gamma$ - насыпная масса груза, кг/м<sup>3</sup>;  $\psi$ - коэффициент заполнения рабочего объема).

85. Подача транспортирующей машины проверяется (определяется) просто. Включают машину на транспортирование, затем производят забор груза за несколько секунд и составляют пропорцию для определения часовой подачи. Например, за 25 с  $\rightarrow$  4,5 кг, за 3600 с  $\rightarrow$  X кг. И  $X = 3600 \cdot 4,5 / 25 = 648 \text{ кг/ч}$  или 0,6 т/ч.

86. Для предохранения рабочих органов транспортирующих машин от поломок используют предохранительные муфты, срезные штифты, предохранительные функции выполняет и ременная передача.

87. Насыпной груз характеризуется: гранулометрическим составом, насыпной массой, подвижностью частиц, истирающей способностью, корродирующим свойством, взрывоопасностью, самовозгораемостью, ядовитостью, слеживаемостью, смерзаемостью.

88. Давление есть отношение нагрузки к площади воздействия, измеряется в  $\text{Н/м}^2$  (Па). Например, давление колес трактора на почву и т.д.

89. При ударе лезвием топора в месте удара действуют действующие напряжения, которые значительно превосходят допускаемые напряжения материала дерева и дерево легко разрушается. При ударе обухом действующие напряжения значительно меньше и происходит только смятие материала.

90. Момент сопротивления сечения тела есть отношение момента инерции сечения тела и расстояния до оси, т.е.  $W=J/x$ .

Момент сопротивления может быть осевым и полярным. Осевой момент используется при расчете прочности деталей на изгиб, полярный момент сопротивления используется при расчете деталей при кручении.

Момент сопротивления имеет размерность  $\text{м}^3$ .

91. Золотое правило механики **«Выигрываем в силе – проигрываем в расстоянии (скорости) и наоборот».**

92. Передаточное отношение редуктора определяется следующим образом. Считают число оборотов ведущего вала при одном обороте ведомого вала. Число оборотов ведущего вала и будет равно передаточному отношению.

93. Коробка передач в автомобиле используется для увеличения крутящего момента на приводных колесах. Поскольку автомобиль при трогании с места и разгоне имеет переменную скорость, то появляется ускорение  $a$ , которое при массе  $m$  автомобиля создает инерционную силу  $P=ma$ . При большой массе автомобиля и большом ускорении эта сила достаточно велика и на прямой передаче мощности двигателя не хватает. Кроме этой силы необходимо преодолеть силы сопротивления колес по грунту, другие вредные сопротивления.

Когда автомобиль разгонится до постоянной скорости движения, ускорение будет равно нулю, инерционная сила будет равна нулю и

мощность двигателя расходуется на преодоление сопротивления колес, лобовое сопротивление воздуха и другие вредные потери. Теперь автомобиль едет на прямой передаче и скорость регулируется частотой вращения коленчатого вала.

94. Муфты выполняют несколько функций: соединяют валы, передают крутящий момент, компенсируют несоосность и перекос валов, предохраняют от перегрузки, для включения и выключения исполнительных механизмов, для уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты).

Муфты различаются по принципу действия (механические, электрические, гидравлические) и управления (постоянно действующие, управляемые, автоматические), назначению и конструкции.

Муфты необходимо устанавливать так, чтобы не было отклонения от соосности валов и перекоса и было соответствующее расстояние между торцами полумуфт.

95. Механизм подъема или другой механизм, а также машина имеют три периода работы: пуск и разгон, установившееся движение, торможение и остановка.

96. При пуске механизма подъема электродвигатель преодолевает статический момент от подъема груза, инерционный момент от подъема груза и инерционный момент от вращающихся элементов привода.

97. При установившемся периоде работы механизма подъема электродвигатель преодолевает только статический момент от подъема груза с постоянной скоростью, в механизме передвижения- момент от сил трения в цапфах колес и трение качения.

98. Типовой редуктор для механизма подъема подбирается по передаточному отношению, с учетом оборотов электродвигателя, режима работы (ПВ) и мощности электродвигателя.

99. Муфту для соединения валов электродвигателя и редуктора подбирают по передаваемому моменту, с учетом диаметров соединяемых валов.

100. Электродвигатель для механизма поворота подбирают по мощности, равной или большей расчетной, с учетом режима работы.

101. Канат подбирается по правилам Госгортехнадзора по условию  $S_{\max} n \leq S_{\text{разр}}$  ( $S_{\max}$ -максимальное усилие в канате, кН; n- коэффициент запаса;  $S_{\text{разр}}$ - разрушающее усилие в канате, кН -из каталога).

102. Канат бракуется по износу или коррозии проволок и по числу обрыва проволок на одном шаге свивки каната.

103. ПВ (продолжительность включения) характеризует отношение времени работы механизма подъема за цикл ко времени всего цикла, выраженного в процентах. ПВ касается грузоподъемных машин.

104. Мешок массой 50 кг при отрыве от пола имеет переменную скорость, следовательно, поднимается с ускорением  $a$ , поэтому к весу мешка прибавится сила инерции, равная  $ma$  и вес поднимаемого мешка будет равен  $(mg + ma)$ , Н.

105. Один и тот же редуктор передает разную мощность: при меньшем ПВ - большую, при большем ПВ - меньшую.

106. При проектном расчете определяются размеры детали по формулам, соответствующим основным критериям работоспособности по допускаемым напряжениям.

При проверочном расчете по известным размерам детали проверяются основные условия прочности.

107. Жесткость детали проверяется сравнением действующей деформации, прогиба, угла закручивания с допускаемыми значениями деформации, прогиба, угла закручивания.

108. Долговечность цепи проверяется по сравнению удельного давления в шарнирах с допускаемым, по коэффициенту запаса прочности, по числу входов в зацепление с обеими звездочками (числу ударов)  $u \leq [u]$ ,  $u = zn/30L_p = 2V/L$  ( $z, n$  - число зубьев и частота вращения;  $L_p$  - число звеньев цепи;  $V$  - окружная скорость;  $L$  - длина цепи).

109. Основные разрушения у цепных передач: износ шарниров, приводящий к удлинению цепи и неправильному зацеплению ее со звездочками (допускается 1,5...2,5%); усталостное разрушение пластин по проушинам; проворачивание осей и втулок в пластинах в местах запрессовки; выкрашивание и раскалывание роликов; износ зубьев звездочек.

110. Галтель - скругление внутренних и внешних углов на деталях машин. Галтель снижает внутреннее напряжение в местах резкого перехода поверхностей.

Буртик служит для ограничения передвижения детали по валу. Проточки выполняются в местах нарезания резьбы и для выхода шлифовального инструмента.

111. Шпонки ненапряженные (призматические, сегментные, торцовые, цилиндрические, шестигранные) и напряженные (клиновые, врезные, на лыске, фрикционные, тангенциальные).

112. Недостаток клиновых шпонок: ухудшает центрирование детали и приводит к перекосу, могут возникать трещины при забивании.

113. При жидкостном трении у подшипников скольжения должен быть клиновой зазор и необходима определенная скорость, больше некоторой критической.

114. Масляный слой между валом и втулкой подшипника создает давление только в сужающемся зазоре, который принято называть клиновым.

115. Подшипник скольжения используется в тех случаях, когда применение подшипника качения нецелесообразно: разъемные подшипники в коленчатых валах, подшипники тяжелых валов диаметром до 1 м и более, особо точное направление валов; подшипники, воспринимающие ударные и вибрационные нагрузки; подшипники, работающие в особых условиях (вода, агрессивные среды и т.д.)

116. Подшипники различаются по виду трения: подшипники скольжения – вал скользит по поверхности втулки, у подшипника качения вал катится относительно опоры.

117. Выбор подшипника качения по статической грузоподъемности производится при частоте вращения вала, меньше одного оборота в минуту.

118. Основные виды разрушения деталей подшипников качения: усталостное выкрашивание, износ, разрушение сепараторов, раскалывание колец и тел качения, остаточные деформации.

119. Критическая частота вращения вала определяется

$$\omega_k = 30\sqrt{K/G},$$

где  $K=48EJ/L^3$  ( $E$  - модуль упругости;  $J$ -осевой момент инерции сечения вала;  $L$ - расстояние между опорами вала;  $G$  – вес вала).

120. Условие жесткости валов: по прогибу, углу поворота оси вала в опорах, по углу скручивания, которые сравниваются с допускаемыми значениями жесткости, угла поворота и угла скручивания

## УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Султанов Вячеслав Андреевич  
Каратаев Оскар Робиндарович  
Хафизов Ильдар Ильсурович

## ДЕТАЛИ МАШИН И КОНСТРУИРОВАНИЕ