

**Государственное бюджетное образовательное учреждение
среднего профессионального образования
«ВОЛГОГРАДСКИЙ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИКУМ КАДРОВЫХ
РЕСУРСОВ»**

И.Е. ГОВОРОВА

ДЕТАЛИ МАШИН
курс лекций

для специальности 23.02.03

«ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА»



2014 г.

УДК 521

ББК 30.12

Г57

Говорова И.Е.

Детали машин: курс лекций / И.Е. Говорова. - Волгоград : ГБОУ СПО ВПТКР, 2014. - 147с.

Данный курс лекций переработан в соответствии с требованиями федеральных государственных стандартов к уровню подготовки выпускника по специальностям. В пособии полно изложено в логической последовательности, назначение и область применения передач и соединений, достоинства и недостатки, геометрические и технические характеристики, критерии работоспособности и основные расчетные формулы и физический смысл входящих величин.

Освоение лекционного материала позволяет сформировать знания по выбору детали и узлы на основе анализа их свойств для конкретного применения в работе по разработке технологических процессов ремонта узлов и деталей и техническому обслуживанию техники.

Пособие предназначено для обучающихся среднего профессионального образования по специальностям укрупненных групп 15.00.00 «Машиностроение», 23.00.00 «Техника и технология наземного транспорта» и других специальностей технического профиля.

И.Е. ГОВОРОВА

ДЕТАЛИ МАШИН

КУРС ЛЕКЦИЙ

Специальность 23.02.03

«ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА»

Содержание

	Стр.
Введение	5
Раздел 1. Общие вопросы конструирования деталей машин и узлов	
Лекция №1 Тема 1.1 Классификация. Критерии работоспособности	7
Раздел 2. Передачи	
Лекция №2 Тема 2.1 Общие сведения о передачах	13
Лекция №3 Тема 2.2 Фрикционные передачи	15
Лекции № 4-10 Тема 2.3 Зубчатые передачи	22
Лекция №11 Тема 2.4 Передача винт-гайка	53
Лекции №12-14 Тема 2.5 Червячные передачи	57
Лекция №15 Тема 2.6 Ременные передачи	69
Лекция №16 Тема 2.7 Цепные передачи	77
Лекция №17 Тема 2.8 Редукторы	82
Раздел 3. Валы. Оси. Опоры. Муфты	
Лекции №18-19 Тема 3.1 Валы и оси	87
Лекции №20-21 Тема 3.2 Опоры	92
Лекция №22 Тема 3.3 Муфты	106
Раздел 4. Соединения деталей	
Лекция №23 Тема 4.1 Виды соединений	120
Лекции №24-25 Тема 4.2 Неразъемные соединения	121
Лекции №26-28 Тема 4.3 Разъемные соединения	133
Литература	150

Введение

Курс лекций «Детали машин» предназначен для изучения дисциплины «Техническая механика» обучающимися по специальностям укрупненных групп 15.00.00 «Машиностроение», 23.00.00 «Техника и технология наземного транспорта».

Данный курс лекций переработан в соответствии с требованиями федеральных государственных стандартов к уровню подготовки выпускника по специальностям. В настоящем курсе лекций внесены изменения, касающиеся новых ФГОС, стандартов ЕСКД и используемой литературы.

Изучение раздела «Деталей машин» является фундаментальной основой для освоения междисциплинарных курсов профессиональных модулей. Изучение курса лекций «Детали машин» обеспечивает базовые знания основ расчёта и конструирования деталей и сборочных единиц (узлов) общего назначения с учетом режима работы и срока службы. При этом рассматриваются выбор материала, его термообработка, рациональные формы деталей. Их технологичность и точность изготовления.

«Детали машин» имеет преемственные связи с дисциплинами: «Физика», «Математика», «Инженерная графика», «Материаловедение», «Технология конструкционных материалов», «Стандартизация». Детали зачастую имеют сложную конфигурацию, работают в различных условиях. Не всегда можно получить точную формулу для расчета деталей. При расчетах деталей машин широко применяют приближенные и эмпирические формулы, в которые вводят поправочные коэффициенты. Поправочные коэффициенты являются справочными данными, они установлены опытным путем или подтверждены практикой конструирования и эксплуатации машин.

Эффективность всех отраслей народного хозяйства в решающей мере зависит от развития машиностроения. Так как именно в машиностроении материализуются научно-технические идеи, создаются новые машины, которые определяют прогресс в других областях. Первоочередное развитие получают такие отрасли машиностроения как станкостроение, электротехническая промышленность, микроэлектроника и вычислительная техника.

Весь курс состоит из двадцати восьми лекций по темам, которые входят в четыре раздела: «Общие вопросы конструирования деталей машин и узлов», «Передачи», «Валы. Оси. Опоры. Муфты», «Соединения деталей».

В каждой теме лекции представлены требования к знаниям обучающихся, дано краткое содержание каждой лекции. Все темы выстроены в логической последовательности по системе:

- назначение и область применения передач и соединений,
- достоинства и недостатки,
- геометрические и технические характеристики,
- критерии их работоспособности.
- основные расчетные формулы и физический смысл входящих величин.

Курс лекций содержит большое количество рисунков, схем и иллюстраций, которые облегчают понимание и усвоение теоретического материала.

В каждой лекции содержатся контрольные вопросы. Они могут быть использованы преподавателями для проверки усвоения изученного теоретического материала на занятиях в аудитории, перед выполнением лабораторных и практических работ и для текущей аттестации обучающихся по темам, а также студентами для самоконтроля и подготовки к семинарским занятиям, при выполнении проектных и исследовательских работ.

Контрольные вопросы составлены в соответствии с изложенным теоретическим материалом и позволяют проследить качество приобретенных и усвоенных обучающимися знаний и умений, творческий подход к выполнению заданий и уровень подготовки специалиста по данным специальностям.

Лекции могут использовать как преподаватели при проведении аудиторных занятий, так и обучающиеся очной и заочной форм обучения для самостоятельного изучения.

Лекция №1

Раздел 1. Общие вопросы конструирования деталей машин и узлов

Тема 1.1 Классификация деталей и машин. Критерии работоспособности

В результате изучения обучающийся должен знать:

- классификацию деталей;
- требования, предъявляемые к машинам;
- критерии работоспособности деталей;
- циклы напряжений;
- предел выносливости;
- факторы, влияющие на предел усталости.

Содержание лекции

Основные понятия

Классификация

Требования, предъявляемые к машинам

Основные критерии работоспособности и факторы, влияющие на них

Циклы напряжений

Факторы, влияющие на сопротивление усталости

Основы расчета на прочность при переменных напряжениях

Основные понятия

Механизмом называют систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Машиной называют механизм или сочетание механизмов, которые служат для облегчения или замены физического или умственного труда человека, повышения его производительности.

В зависимости от назначения различают два вида машин

1) энергетические машины. Преобразующие любой вид энергии в механическую и наоборот;

2) рабочие машины:

а) технологические, изменяющие свойства, форму и размеры тел (станки, прессы...);

б) транспортные, перемещающие тела (транспортеры, краны, автомобили...);

в) информационные, преобразующие информацию (шифровальные...);

г) ЭВМ, в которых механические движения служат для выполнения лишь вспомогательных операций.

Все машины состоят из деталей, которые объединены в узлы.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций.

Узел машины – представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т. п.).

В машиностроении различают детали и сборочные единицы общего и специального назначения:

1) Деталями и узлами общего назначения называют такие, которые встречаются почти во всех машинах (болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты...).

Именно они изучаются в курсе «Детали машин»

2) К деталям и узлам специального назначения относятся такие, которые встречаются только в одном или нескольких типах машин (шпинделы станков, поршни, коленчатые валы, лопатки турбин...).

Классификация

1. По назначению на три основные группы:

а) соединительные детали и соединения (сварные, резьбовые, шпоночные и др.);

б) передачи вращательного движения (ремённые, зубчатые, червячные и др.);

в) детали и узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

2. По конструкции:

- простые (шпонка, болт, гайка, и т.п.);

- сложные (корпус редуктора, станина станка, коленчатый вал и т.п.).

Требования, предъявляемые к машинам:

1) высокая производительность;

2) экономичность производства и эксплуатации;

3) компактность, надежность и долговечность;

4) высокий коэффициент полезного действия;

5) равномерность хода;

6) автоматизация рабочих циклов;

7) точность работы;

8) удобство и безопасность обслуживания;

9) транспортабельность;

10) технологичность.

Основные критерии работоспособности и факторы, влияющие на них
Цель расчета деталей машин – определение материала и геометрических размеров деталей. Расчет производится по одному или нескольким критериям. *Прочность* – главный критерий – способность детали сопротивляться разрушению под действием внешних нагрузок. Следует различать прочность материала и прочность детали. Для повышения прочности надо использовать правильный выбор материала и рациональный выбор формы детали. Увеличение размеров – очевидный, но нежелательный путь.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы под действием нагрузок.

Износстойкость – способность детали сопротивляться истиранию по поверхности силового контакта с другими деталями. Повышенный износ приводит к изменению формы детали, физико-механических свойств поверхностного слоя.

Меры по предупреждению износа:

а) правильный подбор пар трения;

б) снижение температуры узла трения;

в) обеспечение хорошей смазки;

г) предотвращение попадания частиц износа в зону контакта.

Теплостойкость – способность детали сохранять свои расчетные параметры (геометрические размеры и прочностные характеристики) в условиях повышенных температур. Заметное снижение прочности наступает для черных металлов при $t = 350-400^{\circ}$, для цветных – $100-150^{\circ}$. При длительном воздействии нагрузки в условиях повышенных температур наблюдается явление ползучести- непрерывная пластическая деформация при постоянной нагрузке.

- Для увеличения теплостойкости используют:
- материалы с малым коэффициентом линейного расширения;
 - специальные жаропрочные стали.

Виброустойчивость – способность детали работать в заданном режиме движения без недопустимых колебаний.

Надежность – способность детали безусловно работать в течение заданного срока службы.

$$K_h=1-Q \quad (1.1.1),$$

где K_h – коэффициент надежности – вероятность безотказной работы машины, Q – вероятность отказа детали.

Если машина состоит из n деталей, то $K_h = 1 - nQ$, то есть меньше единицы, чем меньше деталей в машине, тем она более надежная.

Циклы напряжений

Многие детали машин работают в условиях переменных во времени напряжений. Так, вращающиеся валы и оси, нагруженные постоянными изгибающими силами, работают при переменных нормальных напряжениях изгиба.

Совокупность последовательных значений переменных напряжений за один период процесса их изменения называется циклом.

Цикл характеризуется максимальным σ_{\max} , минимальным σ_{\min} и средним напряжениями. Рассчитывается среднее значение напряжений σ_m , амплитуда цикла σ_a и коэффициент асимметрии цикла R .

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (1.1.2)$$

Все приведенные определения и соотношения можно записать и для касательных напряжений. Цикл, при котором максимальное и минимальное напряжения равны по величине и противоположны по знаку, называют симметричным циклом (рис. 1.1.1).

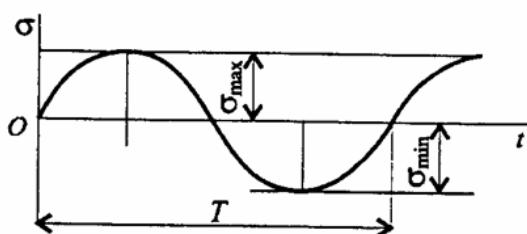


Рисунок 1.1.1 График симметричного цикла

Остальные циклы называют асимметричными. Часто встречается отнулевой, или пульсирующий цикл, минимальное напряжение при этом цикле равно нулю, среднее напряжение равно амплитуде (рис. 1.2).

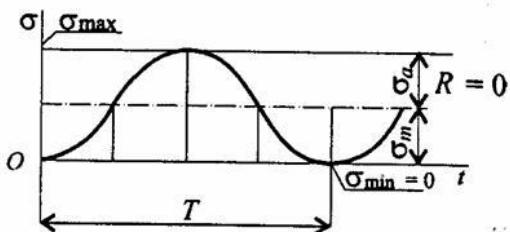


Рисунок 1.1.2 График отнулевого цикла

Переменные напряжения возникают в осях вагонов, рельсах, рессорах, валах машин, зубьях колес и многих других случаях. Под действием переменных напряжений в материале возникает микротрещина, которая под действием повторяющихся напряжений растет в глубь изделия. Края трещины трутся друг о друга, и трещина быстро увеличивается. Поперечное сечение детали уменьшается, и в определенный момент случайный толчок или удар вызывает разрушение. Появление трещин под действием переменных напряжений называют усталостным разрушением. Усталостью называют процесс накопления повреждений в материале под действием повторно-переменных напряжений. Характерный вид усталостных разрушений — трещины и часть поверхности блестящая в изломе. Такой характер излома вызван многократным нажатием, зашлифованностью частей детали. Опыт показывает, что усталостное разрушение происходит при напряжениях ниже предела прочности, а часто и ниже предела текучести. Способность материала противостоять усталостным разрушениям зависит от времени действия нагрузки и от цикла напряжений. При любой деформации нагружение с симметричным циклом наиболее опасно. Опытным путем установлено, что существует максимальное напряжение, при котором материал выдерживает, не разрушаясь, значительное число циклов. Наибольшее (максимальное) напряжение цикла, при котором не происходит усталостного разрушения образца из данного материала после любого большого числа циклов, называют *пределом выносливости*.

Для определения предела выносливости изготавливают серию одинаковых образцов и проводят испытания при симметричном цикле изгиба. Образцы имеют цилиндрическую форму, гладкую поверхность (полированную) и плавные переходы. Образцы устанавливают на испытательную машину и нагружают так, чтобы напряжение составляло примерно 80% от предела прочности. После некоторого числа циклов образец разрушается. Фиксируют максимальное напряжение и число циклов до разрушения. Испытания повторяют, постепенно снижая нагрузку на каждый следующий образец и фиксируя число циклов до разрушения образцов. По результатам испытаний строят график зависимости между максимальным напряжением и числом циклов нагружений до разрушения. График называют кривой усталости (рис. 1.1.3).

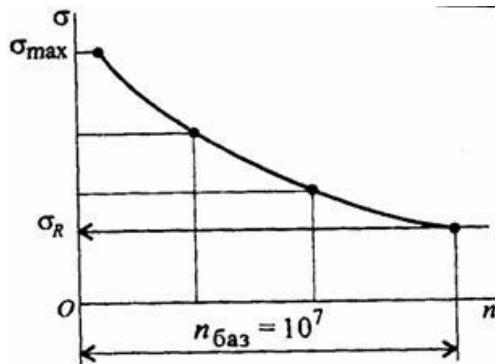


Рисунок 1.1.3 Кривая усталости

В большинстве случаев после числа циклов нагружений более 10^7 кривая приближается к прямой, параллельной оси абсцисс. n — число циклов нагружения;

σ_e — предел выносливости:

σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле ($R = -1$);

σ_0 — предел выносливости при отнулевом цикле ($R = 0$);

$n_{баз}$ — число циклов, при котором определяют предел выносливости (базовое число циклов).

Если провести испытания при асимметричном цикле, кривая ляжет выше, т. е. выносливость материала повысится.

Предел выносливости, определенный путем стандартных испытаний, является одной из механических характеристик материала.

Факторы, влияющие на сопротивление усталости

1. *Концентрация напряжений.* В местах, где имеются резкие изменения размеров, отверстия, резьба, острые углы, возникают большие местные напряжения (концентрация напряжений). В этих местах возникают усталостные трещины, трещины разрастаются, и это приводит к разрушению детали. Местные напряжения значительно выше номинальных напряжений, возникающих в гладких деталях. Влияние концентрации напряжений учитывается коэффициентом K_σ .

K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений, зависит от формы поверхности.

2. *Размеры детали.* В деталях больших размеров возможны внутренняя неоднородность, инородные включения, незаметные микротрещины. Влияние размеров учитывается масштабным фактором K_d .

3. *Характер обработки поверхности.* Поверхность может быть шероховатой, покрытой следами от резца, т. е. ослабленной, а может быть усиленной специальными методами упрочнения: азотированием, поверхностной закалкой, цементацией. При отсутствии специального упрочнения поверхностный коэффициент меняется от 0,6 до 1. K_F — коэффициент влияния шероховатости; K_y — коэффициент влияния упрочнения, $K_y=1,1\dots2,8$.

Одновременный учет действия всех факторов, понижающих предел выносливости, можно провести с помощью коэффициента

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y} \quad (1.1.3)$$

Предел выносливости в расчетном сечении будет равен

$$(\sigma_{-1})_B = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_B} \quad (1.1.4).$$

Основы расчета на прочность при переменных напряжениях

Расчеты по нормальным и касательным напряжениям проводятся аналогично. Расчетные коэффициенты выбираются по специальным таблицам.

При расчетах определяют запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям.

$$\text{Запас прочности по нормальным напряжениям: } S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} \quad (1.1.5).$$

$$\text{Запас прочности по касательным напряжениям: } S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} \quad (1.1.6),$$

где σ_a — амплитуда цикла нормальных напряжений;

τ_a — амплитуда цикла касательных напряжений. Полученные запасы прочности сравнивают с допускаемыми напряжениями. Представленный расчет является проверочным и проводится при конструировании детали.

Контрольные вопросы

1. Что называют машиной, механизмом?
2. Как классифицируют машины?
3. Какие основные требования предъявляются к машинам?
4. Что понимают под деталью машины?
5. Какие детали относятся к деталям общего назначения?
6. Назовите критерии работоспособности деталей машин.
7. Что понимают под надежностью машин и деталей? Чем оценивается надежность?
8. Изобразите графики симметричного и отнулевого циклов изменения напряжений при повторно-переменных напряжениях.
9. Перечислите характеристики циклов, покажите на графиках среднее напряжение и амплитуду цикла. Что характеризует коэффициент асимметрии цикла?
10. Опишите характер усталостных разрушений.
11. Почему прочность при повторно-переменных напряжениях ниже, чем при постоянных (статических) напряжениях?
12. Что называют пределом выносливости? Как строится кривая усталости?
13. Перечислите факторы, влияющие на сопротивление усталости.

Лекция № 2

Раздел 2. Передачи

Тема 2.1 Общие сведения о передачах

В результате изучения обучающийся должен знать:

- назначение и классификацию передач;
- основные характеристики передач: мощность, передаточное число, коэффициент полезного действия.

Содержание лекции

Назначение передач

Классификация механических передач

Основные характеристики передач

Назначение передач

Все современные двигатели для уменьшения габаритов и стоимости выполняют быстроходными с весьма узким диапазоном изменения угловых скоростей. Непосредственно быстроходный вал двигателя соединяют с валом машины редко (вентиляторы и т. п.).

В абсолютном большинстве случаев режим работы рабочей машины не совпадает с режимом работы двигателя, поэтому передача механической энергии от двигателя к рабочему органу машины осуществляется с помощью различных передач.

- требуемые скорости рабочих органов машины часто не совпадают со скоростями стандартных двигателей;
- скорости рабочего органа машины часто необходимо регулировать (изменять) в процессе работы;
- большинство рабочих органов машин должны работать при малых скоростях и обеспечивать большие врачающие моменты, а высокооборотные двигатели экономичнее;
- двигатели изготавливают для равномерного вращательного движения, а в машинах иногда требуется прерывистое поступательное движение с изменяющимися скоростями.

Классификация механических передач

- по принципу передачи движения: передачи трением и передачи зацеплением; внутри каждой группы существуют передачи непосредственным контактом и передачи гибкой связью;
- по взаимному расположению валов: передачи с параллельными валами (цилиндрические, передачи с пересекающимися осями валов (конические), передачи со скрещивающимися валами (червячные, цилиндрические с винтовым зубом, гипоидные);
- по характеру передаточного числа: с постоянным передаточным числом и с бесступенчатым изменением передаточного числа (вариаторы).

Основные характеристики передач

Особенности каждой передачи и ее применение определяются следующими основными характеристиками, необходимые для выполнения проектного расчета любой передачи:

- 1) мощность на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах;

2) вращающие моменты T_1 и T_2 на тех же валах: $T = P/\omega = F_t \cdot d/2$ (2.1.1)

3) угловые скорости ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов.

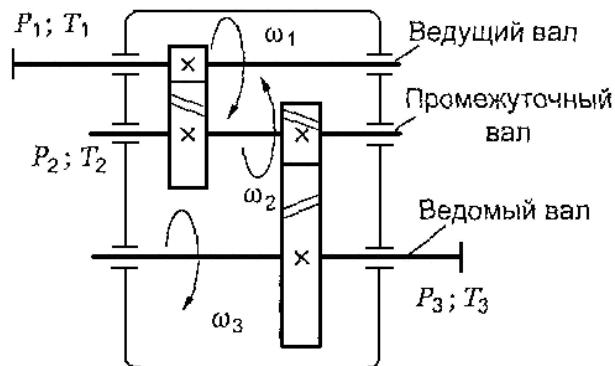


Рисунок 2.1.1 Схема двухступенчатой передачи

Дополнительными характеристиками являются:

1) механический к.п.д. передачи: $\eta = P_2 / P_1$ (2.1.2)

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий к.п.д.

$$\eta_{общ} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \quad (2.1.3),$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – к.п.д. каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников, муфт).

2) Окружная скорость ведущего или ведомого звена, м/с

$$v = \omega d / 2 = \pi d / 60 \quad (2.1.4),$$

где d – диаметр колеса, шкива и др., м.

3) Передаточное отношение определяется в направлении потока мощности

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 \quad (2.1.5)$$

Для многоступенчатой передачи общее передаточное отношение $u = u_1 u_2 \dots u_n$

Технико-экономические расчеты тесно связаны с к.п.д. Потеря мощности – показатель непроизводительных затрат энергии – косвенно характеризует износ деталей передачи, так как потерянная в передаче мощность превращается в теплоту и частично идет на разрушение рабочих поверхностей.

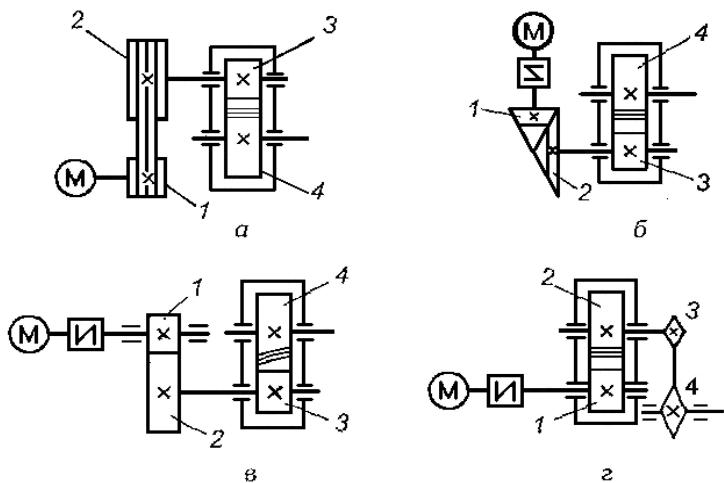


Рисунок 2.1.2 Схемы различных видов передач

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая	0,97	0,95
Зубчатая коническая	0,96	0,95
Цепная	—	0,92
Клиновременная	—	0,95
Червячная	0,75-0,85	-

Контрольные вопросы

1. Для чего нужны передачи?
2. По каким признакам классифицируют механические передачи?
3. Какие параметры передач относятся к основным, дополнительным?
4. Как определяется К.П.Д. многоступенчатой передачи?
5. Что такое передаточное число?
6. По какой формуле можно определить передаточное число многоступенчатой передачи?
7. По какой формуле определяется вращающий момент на валах?

Лекция № 3

Тема 2.2 Фрикционные передачи

В результате изучения обучающийся должен знать:

- область применения фрикционных передач;
- критерии работоспособности.

В результате изучения студент должен уметь:

- производить расчет усилия для прижатия катков.

Содержание лекции

Назначение и область применения фрикционных передач

Достоинства фрикционных передач

Недостатки фрикционных передач

Материалы тел качения фрикционных передач

Кинематика фрикционной передачи

Силовые отношения в передаче

Критерии работоспособности фрикционной передачи

Виды фрикционных передач

Разновидности вариаторов

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. Принцип фрикционной передачи является основой технологического процесса в прокатных станках, основой работы рельсового и безрельсового колесного транспорта, однако эти вопросы являются предметом изучения в специальных дисциплинах. Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением широко применяются в приборостроении; конические и цилиндрические реверсивные передачи находят применение в винтовых прессах. Вариаторы применяют в приводах химического и текстильного оборудования два обеспечения: плавного изменения скоростного режима "вытягивания" волокна и наматывания нити на бобину; в приводах центрифуг для плавного разгона до достижения необходимой частоты вращения; в приводах деревообрабатывающего оборудования для изменения режима обработки в зависимости от породы и структуры материала.

Фрикционные передачи можно классифицировать по нескольким признакам:

- 1)по расположению осей валов, по форме тел качения, по 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 и вызывающее интенсивное изнашивание рабочих элементов передачи и разрушение катков.
- 2)фрикционные не обеспечивают строгого постоянства передаточного числа при изменении нагрузки
- 3)имеют сравнительно невысокий КПД.

Виды скольжения. При передаче вращательного момента за счёт трения, возникающей на площадке контакта прижатых друг к другу катков, неизбежно возникает относительное проскальзывание их рабочих поверхностей, причём 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* (рис. 2.2.1), сопутствующим работе фрикционной передачи с катками любой формы.

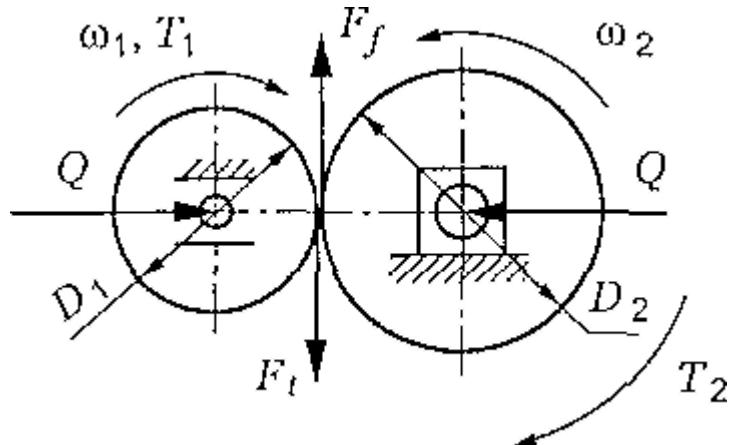


Рисунок 2.2.1 Схема фрикционной передачи

Если линия контакта ведущего и ведомого катков параллельна осям валов или пересекается с осями валов в одной точке, то любая пара точек контакта будет иметь геометрически одинаковую (не учитывая упругое скольжение) скорость. В противном случае скорости только одной пары точек контакта могут быть одинаковыми, а в остальных точках линии контакта неизбежно скольжение, которое тем больше, чем длиннее линия контакта. Такое скольжение зависит от формы катков, расположения их осей и поэтому называется *геометрическим*

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 возникала 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 точное значение передаточного числа будет определяться по формуле

$$u = \omega_1 / \omega_2 = D_1 / [D_1(1 - \varepsilon)] \quad (2.2.1),$$

где ε - коэффициент скольжения (для металлических катков $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$, 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 расчётов силовых фрикционных передач пользуются приближённым значением передаточного числа $u \approx D_1 / D_2$.

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 врачающего момента необходимо за счёт силы трения приложить к ведомому катку окружную силу

$$F_t = 2T_1 / D_1 \quad (2.2.2),$$

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

$$kF_t = F_{mp} = fQ \quad (2.2.3),$$

где k – коэффициент запаса сцепления ($k = 1,3 \dots 1,4$);

f – коэффициент трения (для стальных или чугунных катков, работающих в масляной ванне $f = 0,04 \dots 0,15$; работающих всухую $f = 0,15 \dots 0,20$; для передач с одним неметаллическим катком $f = 0,2 \dots 0,3$).

Из вышеприведённой формулы определим силу притяжения катков:

$$Q = kF_t/f = 2kT_1/(fD_1) \quad (2.2.4)$$

Из этой формулы видно, что сила притяжения больше окружной силы в k/f раз, что при $k = 1,4$, $f = 0,04$ даёт $k/f = 1,4/0,04 = 35$ 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.

Для уменьшения в несколько раз силы притяжения применяют катки с клинчатым ободом, трение в которых аналогично трению в клинчатом ползуне, рассмотренному в теоретической механике. Однако в таких катках возникает значительное геометрическое скольжение, существенно уменьшающее срок их службы.

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

Критерии работоспособности фрикционной передачи

Для фрикционных передач с металлическими катками основным критерием работоспособности является контактная прочность. Прочность и долговечность фрикционных передач оцениваются по контактным напряжениям — напряжениям смятия поверхности на площадке контакта.

Расчет па прочность фрикционной передачи

Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи представлена на рис. 2.2.2

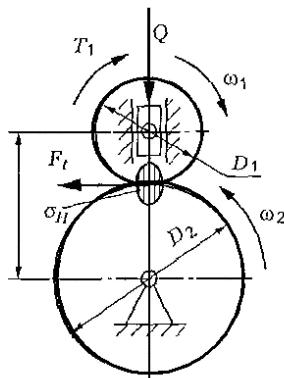


Рисунок 2.2.2 Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи

Контактные напряжения передач с контактом по линии определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{np}}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{np}}} \quad (2.2.5),$$

где Q — сила прижатия катков;

$$q = \frac{QK}{l};$$

K — коэффициент запаса сцепления (коэффициент нагрузки), $K= 1,25...2$;

l — длина контактной линии;

$\rho_{np} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$ — приведенный радиус кривизны: $R_1 = \frac{D_1}{2}, R_{21} = \frac{D_2}{2}$

$E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — приведенный модуль упругости,

μ - коэффициент Пуассона

Виды фрикционных передач

Коническая фрикционная передача

Конические фрикционные передачи преобразовывают вращательное движение между валами, оси которых пересекают, причём обычно угол между осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, где δ_1 и δ_2 - половины углов при вершине конусов ведущего и ведомого катков. Для конических фрикционных передач рекомендуется $\mu \leq 4$. Коэффициент полезного действия конических фрикционных передач $\eta = 0,85...0,9$. Критерий работоспособности и принципы расчёта конических фрикционных передач аналогичны рассмотренным ранее для цилиндрических передач, но основным расчётным параметром следует считать средний

диаметр D_m большего (обычно ведомого) катка, так как в основном именно этот размер определяет габариты передачи.

Фрикционные вариаторы

Вариатором или бессступенчатой передачей 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. Вариаторы бывают одно- и двухступенчатые.

Основной кинематической характеристикой любого вариатора является диапазон регулирования Δ , равный максимальному передаточному отношению, деленному на минимальное

$$\Delta = u_{\max} / u_{\min} \quad (2.2.6).$$

Для одноступенчатых вариаторов преимущественные значения $\Delta = 3\dots 6$.

С увеличением диапазона регулирования снижается КПД вариатора.

Разновидности вариаторов

1) *Лобовой вариатор* (рис. 2.2.3) применяют в винтовых прессах и приборах. В таком вариаторе оси взаимно перпендикулярны, а изменение скорости ведомого вала происходит за счёт осевого перемещения ролика. Лобового вариатора 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

$$u = \omega_1 / \omega_2 = x / r \quad (2.2.7),$$

а диапазон регулирования

$$\Delta = u_{\max} / u_{\min} = R_{\max} / R_{\min}.$$

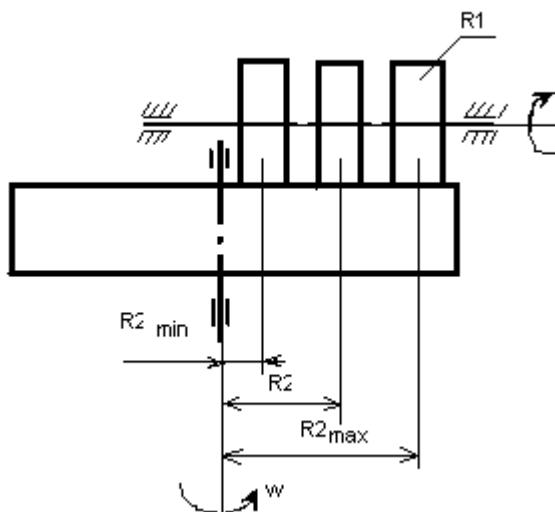


Рисунок 2.2.3 Лобовой вариатор

2) *Вариаторы с раздвижными конусами* (рис.2.2.4) применяют в машиностроении. Промежуточным звеном является клиновой ремень или цепь. Плавное изменение скоростей ведомого вала достигается раздвижением или сближением конусных катков. Клинеременные вариаторы просты и надежны. $\Delta= 2-3$. Передаваемая мощность 50кВт.

Цепные вариаторы сложнее и дороже, но компактнее, долговечнее и надежнее.

Д не более 6. Передаваемая мощность 30кВт.

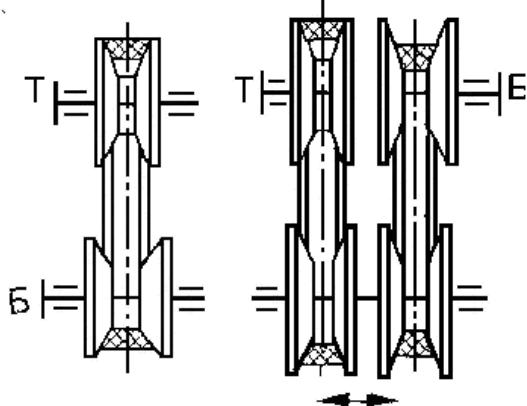


Рисунок 2.2.4 Вариаторы с раздвижными конусами

3) *Многодисковые вариаторы* (рис.2.2.5) состоят из пакетов ведущих и ведомых раздвижных конических тонких дисков. Изменение скорости ведомого вала осуществляется радиальным смещением ведущего вала относительно ведомого. Д не более 5.

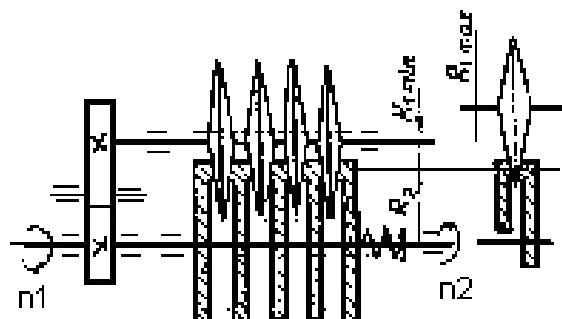


Рисунок 2.2.5 Многодисковый вариатор

4) *Торовые вариаторы* (рис.2.2.6) состоят из двух сносных катков с торOIDной рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов. Регулирование скоростей производится поворотом роликов с помощью рычажного механизма. Д 3-6,25. Из всех вариаторов они наиболее компактны и совершенны, но имеют сложную форму и требуют высокой точности изготовления. К.П.Д. 0,95- самый высокий. Торовые вариаторы нормализованы для мощностей от 1,5 до 20 кВт.

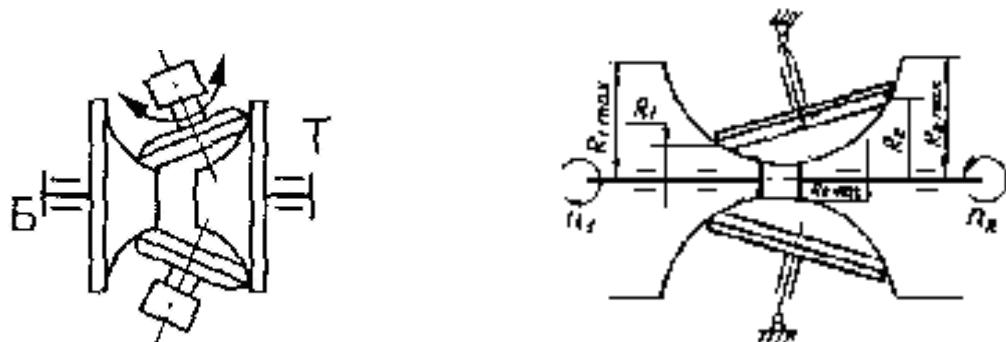


Рисунок 2.2.6 Торовый вариатор

Так же существуют следующие виды фрикционных вариаторов: шаровые, многодисковые, с раздвижными конусами и др.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение фрикционных передач?
2. Какими достоинствами и недостатками обладают фрикционные передачи?
3. Какие виды фрикционных передач вам известны?
4. За счет чего происходит работа фрикционной передачи?
5. Что является основным критерием работоспособности фрикционной передачи?
6. Какие материалы используются для изготовления катков?
7. Какие требования предъявляются к материалам катков?
8. Что называют вариатором? Для чего они служат?
9. Какие виды вариаторов вам известны?
10. Что является основной кинематической характеристикой вариаторов?

Лекция № 4

Тема 2.3. Зубчатые передачи. Назначение. Область применения. Классификация

В результате изучения обучающийся должен знать:

- область применения зубчатых передач;
- классификацию зубчатых передач.

Содержание лекции

Роль и значение зубчатых передач в машиностроении

Достоинства зубчатых передач

Недостатки зубчатых передач

Классификация зубчатых передач

Роль и значение зубчатых передач в машиностроении

Зубчатые передачи являются наиболее распространёнными типами механических передач. Они находят широкое применение во всех отраслях машиностроения, в частности в металлорежущих станках, автомобилях, тракторах, сельхозмашинах и т.д., в приборостроении, часовой промышленности и др. Их применяют для передачи мощностей от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с и передаточных числах до нескольких сотен и даже тысяч, с диаметром колёс от долей миллиметра до 6 м и более.

Зубчатая передача относится к передачам зацеплением с непосредственным контактом пары зубчатых колёс. Меньшее из колёс передачи принято называть шестерней, а большее – колесом. Зубчатая передача предназначена в основном для передачи вращательного движения.

Достоинства зубчатых передач

- 1) высокая нагрузочная способность;
- 2) малые габариты;
- 3) большая надёжность и долговечность (40000 ч);
- 4) постоянство передаточного числа;
- 5) высокий КПД (до 0,97...0,98 в одной ступени);
- 6) простота в эксплуатации.

Недостатки зубчатых передач

- 1) повышенные требования к точности изготовления и монтажа;
- 2) шум при больших скоростях;
- 3) высокая жёсткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

Классификация зубчатых передач

1. По взаимному расположению геометрических осей валов различают передачи:

- с параллельными осями – цилиндрические (рис.2.3.1.а-г);
- с пересекающимися осями – конические (рис.2.3.1.д; е);
- со скрещивающимися осями – цилиндрические винтовые (рис.2.3.1.ж);
- конические гипоидные и червячные (рис. 2.3.1.з);
- реечная передача (рис. 2.3.1.и).

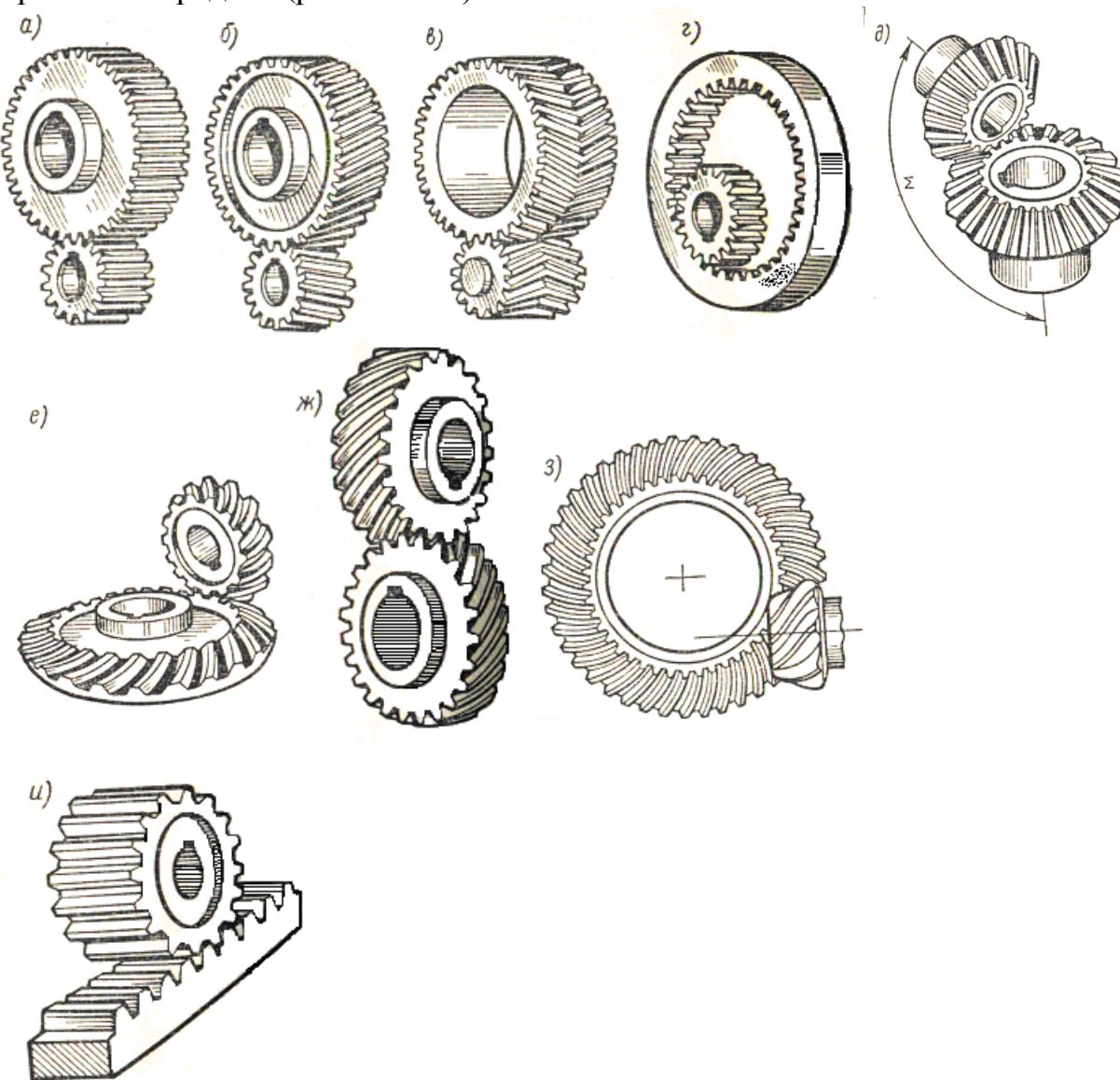


Рисунок 2.3.1 Виды зубчатых передач

2. В зависимости от взаимного расположения зубчатых колёс:

- с внешним зацеплением (колёса передач вращаются в противоположных направлениях);
- с внутренним зацеплением (направление вращения колёс совпадают).

3. По расположению зубьев на поверхности колёс различают передачи:

- прямозубые; косозубые; шевронные; с круговым зубом.

4. По форме профиля зуба различают передачи:

- эвольвентные;

- с зацеплением М. Л. Новикова;

- циклоидальные.

5. По окружной скорости различают передачи:

- тихоходные ($v \leq 3m/s$);

- среднескоростные ($v = 3...15m/s$);

- скоростные ($v = 15...40m/s$);

- быстроходные ($v > 40m/s$).

6. По конструктивному исполнению передачи могут быть открытые (не защищены от влияния внешней среды) и закрытые (изолированные от внешней среды).

7. В зависимости от числа ступеней одно- и многоступенчатые.

8. В зависимости от относительного характера движения валов различают рядовые и планетарные.

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 колёс?

5. Какой профиль зуба наиболее распространён в зубчатых передачах?

6. При каких окружных скоростях работают тихоходные, среднескоростные, скоростные, быстроходные передачи?

Лекция № 5

Тема 2.3. Зубчатые передачи.

Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач. Методы изготовления зубчатых колес

В результате изучения обучающийся должен иметь представление:

- о методах изготовления зубчатых колес.

В результате изучения студент должен знать:

- виды разрушения зубьев;

- критерии работоспособности зубчатых передач.

Содержание лекции

Общие сведения

Виды разрушений зубчатых колес

Методы изготовления зубчатых колес

Общие сведения

При передаче вращательного момента в зацеплении действует нормальная сила F_n и сила трения R_f , связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находиться в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают контактные напряжения σ_h и напряжения изгиба σ_F , изменяющиеся во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: излома зубьев от напряжений изгиба и выкрашивания рабочих поверхностей зубьев от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев рис.2.3.2.

Виды разрушений зубчатых колес

а) *Излом зубьев.* Различают два вида излома зубьев. Излом от больших перегрузок, а иногда от перекоса валов и неравномерной нагрузки по ширине зубчатого венца и усталостный излом, происходящий от длительного действия переменных напряжений изгиба σ_F , которые вызывают усталость материала зубьев.

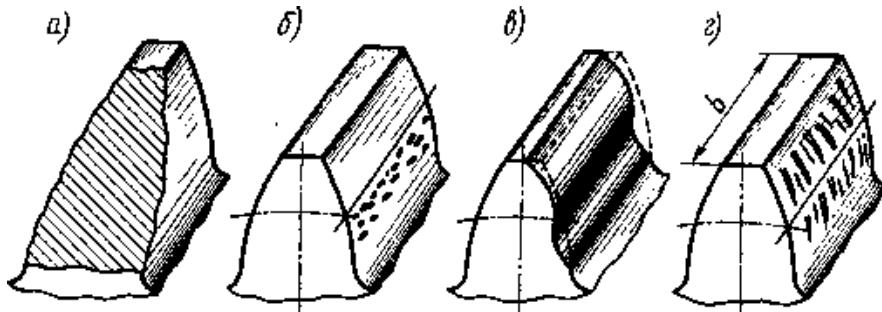


Рисунок 2.3.2 Виды повреждений поверхности зубьев

Усталостные трещины образуются чаще всего у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают напряжения растяжения. Для предупреждения усталостного излома применяют: колёса с положительным смещением при нарезании зубьев; термообработку; дробеструйный наклёт; жёсткие валы, увеличивают модуль и др.

б) *Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.* Основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при смазке. Возникает вследствие длительного действия переменных контактных напряжений σ_h , вызывающих усталость материала зубьев. Выкрашивание обычно начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, где развивается наибольшая сила трения, способствующая пластичному течению материала и образованию микротрещин на поверхности зубьев. Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазочного материала, который запрессовывается в трещины зубьев при зацеплении. Повторяясь, такое действие приводит к откалыванию частиц металла поверхности зубьев и к образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины. При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим

быстрым износом или задиром поверхности. Для предупреждения усталостного выкрашивания повышают твёрдость поверхности зубьев и степень их точности, правильно выбирают сорт масла и др.

Так как контактные напряжения являются причиной усталостного разрушения, то основным критерием работоспособности и рассвета закрытых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев. При этом расчёт зубьев на изгиб производят как проверочный.

В передачах, работающих, со значительным износом (открытые передачи), выкрашивания не наблюдается, так как изнашивание поверхностных слоёв зубьев происходит раньше, чем появляются трещины.

в) *Изнашивание зубьев*. Основной вид разрушения зубьев открытых передач, а также закрытых, но недостаточно защищённых от загрязнения абразивными частицами (пыль, песчинки, продукты износа и т.п.). Такие передачи встречаются в сельскохозяйственных, транспортных, грузоподъёмных машинах и т.п. По мере изнашивания первоначальный эволюентный профиль зубьев искажается увеличиваются зазоры в зацеплении, возникают динамические нагрузки и повышенный шум. Прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади поперечного сечения, что может привести к излому зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости зубьев, защита от загрязнения и др.

г) *Заедание зубьев* происходит преимущественно в высокоскоростных быстроходных передачах. В месте контакта зубьев развиваются высокие давления и температура, масляная плёнка разрывается и появляется металлический контакт. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают поверхности других зубьев, оставляя на них широкие и глубокие борозды в направлении скольжения. Для предупреждения заедания повышают твёрдость рабочих поверхностей зубьев, применяют противозадирочные масла и другие меры, что и против изнашивания.

Методы изготовление зубчатых колес

Широкое распространение зубчатых передач делает необходимой большую научно-исследовательскую работу по вопросам конструирования и технологии изготовления зубчатых колёс и всестороннюю стандартизацию в этой области. Заготовки зубчатых колес получают литьем, ковкой в штампах или свободной ковкой в зависимости от материала, формы и размеров. Зубья колес изготавливают накатыванием, нарезанием, реже литьем.

Накатывание зубьев. Применяется в массовом производстве. Предварительное формообразование зубьев цилиндрических и конических колес производится горячим накатыванием. Венец стальной заготовки нагревают токами высокой частоты до температуры $\sim 1200^{\circ}\text{C}$, а затем обкатывают между колесами-накатниками. При этом на венце выдавливаются зубья. Для получения колес более высокой точности производят последующую механическую обработку зубьев или холодное накатывание — калибровку.

Холодное накатывание зубьев применяется при модуле до 1 мм. Зубонакатывание — высокопроизводительный метод изготовления колес, резко сокращающий отход металла в стружку.

Нарезание зубьев. Существует два метода нарезания зубьев: копирование и обкатка.

1. Метод копирования заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами (рис. 2.3.3): дисковыми (а) или пальцевыми (б). После прорезания каждой впадины заготовку поворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы, отсюда и название — метод копирования. Метод копирования — малопроизводительный и неточный, применяется преимущественно в ремонтном деле.



Рисунок 2.3.3 Нарезание зубьев методом копирования

2. Методом обкатки нарезания зубьев основан на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — *червячная фреза* (рис.2.3.4.а), *долбяк* (рис.2.3.4.б) или реечный долбяк — *гребенка* (см. рис. 2.3.5). Червячная фреза имеет в осевом сечении форму инструментальной рейки. При нарезании зубьев заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса. Нарезание зубьев червячными фрезами широко применяют для изготовления цилиндрических колес с внешним расположением зубьев. Для нарезания колес с внутренним расположением зубьев применяют долбяки. Гребенками нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления.

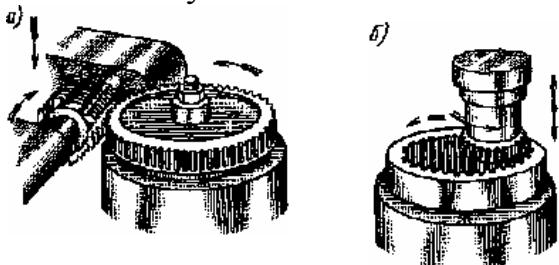


Рисунок 2.3.4 Нарезание зубьев методом обкатки

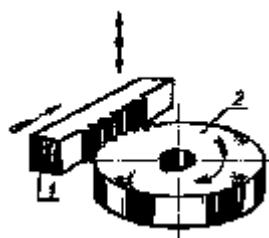


Рисунок 2.3.5 Нарезание зубьев методом обкатки долбяком

Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится строганием (рис.2.3.6.а), фрезерованием (рис.2.3.6.б), инструментом с прямобочным профилем или резцовыми головками.

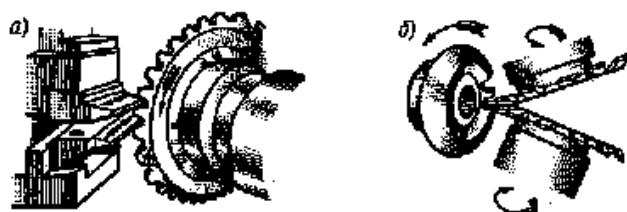


Рисунок 2.3.6 Нарезание конических зубьев методом обкатки

Отделка зубьев. Зубья точных зубчатых колес после нарезания подвергают отделке шевингованием, шлифованием, притиркой или обкаткой.

Шевингование применяют для тонкой обработки незакаленных колес. Выполняют инструментом — шевером, имеющим вид зубчатого колеса с узкими канавками на поверхности зубьев. Вращаясь в зацеплении с обрабатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок волосообразные стружки с зубьев колеса.

Шлифование применяют для обработки закаленных зубьев. Выполняют шлифовальными кругами способом копирования или обкатки.

Притирку используют для отделки закаленных зубьев колес. Выполняют притиром — чугунным точно изготовленным колесом с использованием притирочных абразивных паст.

Обкатка применяется для сглаживания шероховатостей на рабочих поверхностях зубьев незакаленных колес. В течение 1...2 мин зубчатое колесо обкатывается под нагрузкой с эталонным колесом большой твердости.

При изготовлении зубчатых колес неизбежны погрешности в отклонениях шага, профиля зуба, межосевого расстояния и др. Эти погрешности приводят к преждевременному разрушению передачи. Точность зубчатых колес регламентируется стандартами, в которых предусмотрено 12 степеней точности в порядке убывания. Наибольшее распространение получили 6, 7, 8, 9 степени точности.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные виды разрушения зубчатых колес.
2. Какова причина излома зубьев? Какие меры принимаются по предупреждению поломки зубьев?
3. Почему в закрытых передачах усталостное выкрашивание является основным видом разрушения зубчатых колес? Меры предупреждения усталостного выкрашивания.
4. Почему заедание происходит в высоконагруженных и высокоскоростных передачах, в чем его сущность? Меры по предупреждению заедания.
5. Какие методы используются для изготовления зубчатых колес?
6. В чем сущность метода копирования и метода обкатки?
7. Какие степени точности применяются в передачах общего машиностроения?

Лекция № 6

Тема 2.3. Зубчатые передачи.

Материалы и конструкции зубчатых колес

В результате изучения обучающийся должен знать:

- материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес;
- требования, предъявляемые к материалам;
- основы теории зубчатого зацепления;
- геометрические параметры зубчатых колес.

Содержание лекции

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

Основы теории зубчатого зацепления

Геометрия зубчатых колес

Понятие о зубчатых колесах со смещением

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

Материалы зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи.

Основные требования к материалам:

- прочность поверхностного слоя и высокое сопротивление истиранию;
- достаточная прочность при изгибе;
- обрабатываемость, возможность получения достаточной точности и чистоты поверхности.

Основным материалом зубчатых колёс является сталь, используют также чугун и пластмассу. Для уменьшения опасности повреждения поверхности зубьев применяют термообработку. Твердость поверхности должна быть такой, чтобы получить колеса необходимой точности.

Наибольшее распространение получили углеродистые стали 35; 40; 50; 50Г. Применяют также легированные стали 40Х; 45ХН. Углеродистые стали подвергают нормализации и улучшению, твёрдость поверхности 300...320 НВ. Колёса с твердостью ≤ 350 НВ обладают сравнительно невысокой прочностью. Однако благодаря технологическим преимуществам широко применяется в условиях единичного и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах при отсутствии жестких требований к габаритам и массе, а также в передачах с большими колёсами (диаметром более 500 мм), термическая обработка которых затруднена. Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания для прямозубых передач рекомендуется твёрдость рабочих поверхностей зубьев шестерни назначать больше твёрдости зубьев колеса на 20...30 единиц НВ.

Легированные стали закаливают, иногда применяют поверхностную закалку, цементацию, азотирование ($\text{НВ} > 350$).

Применение высокотвёрдых материалов уменьшает габаритные размеры передачи и увеличивает её долговечность. Однако колёса из таких материалов требуют повышенной точности изготовления и монтажа, а обработку резанием производят до термообработки. При твёрдости обоих колёс > 350 НВ колеса не прирабатываются. Для неприрабатывающихся зубчатых передач не требуется обеспечивать разность твёрдостей зубьев шестерни и колеса. Но такие колёса

требуют высокой точности изготовления и повышенной жёсткости валов и опор. Нарезание зубьев при высокой твёрдости затруднено. Поэтому колёса нарезают до термообработки, а отделку зубьев производят после термообработки. Применяют в условиях крупносерийного и массового производства в средне- и высоконагруженных передачах, а также при высоких требованиях к габаритам и массе передачи.

Крупные зубчатые колёса из пластмассы применяют для обеспечения бесшумной работы. Шестерня из пластмассы работает с колесом из стали; нагрузочная способность таких передач невысока.

Выбор марок сталей для зубчатых колёс. В термически необработанном состоянии механические свойства всех сталей без термообработки недопустимо. При выборе марки сталей для зубчатых колёс, кроме твёрдости, необходимо учитывать размеры заготовки. Это объясняется тем, что прокаливаемость сталей различна: углеродистых – наименьшая; высоколегированных – наибольшая. Стали с плохой прокаливаемостью (углеродистые конструкционные) при больших сечениях нельзя термически обработать на высокую твёрдость. Поэтому марку стали для упрочняемых зубчатых колёс выбирают с учётом их размеров, а именно диаметра D вала-шестерни или червяка и наибольшей ширины сечения колеса S с припуском на механическую обработку после нормализации или улучшения. Таким образом, окончательный выбор марки сталей для зубчатых колёс (пригодность заготовки колёс) необходимо производить после определения геометрических размеров зубчатой передачи.

Из рекомендаций по выбору механических свойств наиболее употребляемых марок сталей в зависимости от термообработки (твёрдости) с учётом размеров зубчатых колёс следует, что для одной и той же марки стали в зависимости от вида термообработки можно получить различные механические свойства. Поэтому при выборе материала для шестерни и для шестерни и колеса желательно ориентироваться на применение одной и той же марки стали, но с различной твёрдостью (различной термообработкой). При этом необходимо принимать среднее значение твёрдости данной марки стали как наиболее вероятное. При твёрдости обоих колёс >350 НВ не требуется обеспечивать разность твёрдости зубьев шестерни и колеса.

Стальное литьё обладает пониженной прочностью и используется обычно для колёс крупных размеров, работающих в паре с кованной шестерней. Применяют стали 35Л, 40Л, 5Л, 40ГЛ. Литые колёса подвергают нормализации или улучшению.

Чугуны. Тихоходные и малонагруженные открытые и реже закрытые передачи зубчатого колеса изготавливают из серого чугуна марок СЧ 25 и выше и высокачественного чугуна. Зубья чугунных колёс хорошо прирабатываются и хорошо противостоят усталостному разрушению и заеданию в условиях бедной смазки.

Основы теории зубчатого зацепления

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т. е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного числа, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

Основная теорема зацепления. Для доказательства теоремы рассмотрим пару сопряженных зубьев в зацеплении (рис.2.3.7). Профили зубьев шестерни и колеса касаютсяся в точке S, называемой точкой зацепления. Центры вращения O_1 и O_2 расположены на неизменном расстоянии a_w друг от друга.

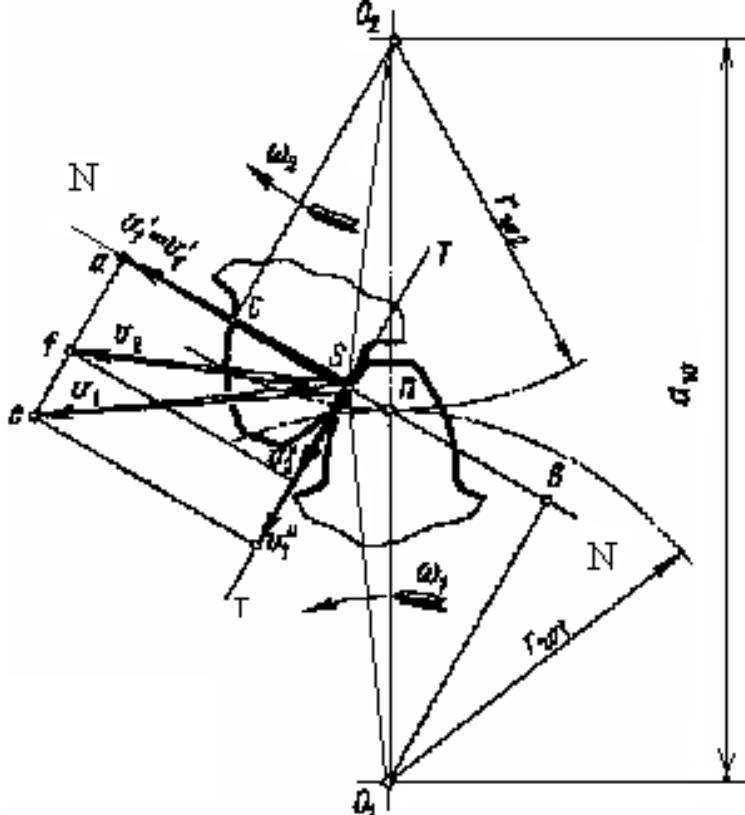


Рисунок 2.3.7 Схема зацепления пары зубчатых колес

Зуб шестерни, вращаясь с угловой скоростью w_1 , оказывает силовое действие на зуб колеса, сообщая последнему угловую скорость w_2 . Проведем через точку S общую для обоих профилей касательную ТТ и нормаль NN. Окружные скорости точки S относительно центров вращения O_1 и O_2 :

$$v_1 = O_1 S w_1 \quad \text{и} \quad v_2 = O_2 S w_2$$

Разложим v_1 и v_2 на составляющие v'_1 и v'_2 по направлению нормали NN и составляющие v''_1 и v''_2 по направлению касательной ТТ. Для обеспечения постоянного касания профилей необходимо соблюдение условия $v'_1 = v'_2$, в противном случае при $v'_1 < v'_2$ зуб шестерни отстанет от зуба колеса, а при $v'_1 > v'_2$ произойдет врезание зубьев. Опустим из центров O_1 и O_2 перпендикуляры O_1B и O_2C на нормаль NN.

Из подобия треугольников aeS и BSO_1 $v'_1 / v_2 = O_1B / O_1S \square$,

откуда
$$v_1 = \frac{v_1}{O_1S} O_1B = \omega_1 \cdot O_1B$$

Из подобия треугольников aFS и CSO_2 $v'_2 / v_2 = O_2C / O_2S$, откуда $v'_2 = (v_2/O_2S) O_2C = w_2 * O_2C$. Но $v'_1 = v'_2$, следовательно, $w_1 * O_1B = w_2 * O_2C$. Передаточное число

$$u = w_1 / w_2 = O_2C / O_1B. \quad (2.3.1)$$

Нормаль NN пересекает линию центров O_1O_2 в точке Π , называемой полюсом зацепления. Из подобия треугольников O_2PC и O_1PB

$$O_2C / O_1B = O_2P / O_1P = r_{w1} / r_{w2} \quad (2.3.2)$$

Сравнивая отношения (1) и (2), получаем

$$u = w_1 / w_2 = r_{w1} / r_{w2} = \text{const} \quad (2.3.3)$$

Таким образом, основная теорема зацепления формулируется: для обеспечения постоянного передаточного числа зубчатых колес профили их зубьев должны очерчиваться по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Полюс зацепления Π сохраняет неизменное положение на линии центров O_1O_2 , следовательно, радиусы r_{w1} и r_{w2} также неизменны.

Окружности радиусов r_{w1} и r_{w2} называют начальными. При вращении зубчатых колес начальные окружности перекатываются друг по другу без скольжения, о чем свидетельствует равенство их окружных скоростей $w_1r_{w1} = w_2r_{w2}$, полученное из формулы (2.3.3).

Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности, которая:

а) позволяет сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания;

б) без нарушения правильности зацепления допускает некоторое изменение межосевого расстояния a_w (это изменение может возникнуть в результате неточностей изготовления и сборки).

Эвольвентой окружности называют кривую, которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиуса r_b . Эта окружность называется эволютой или основной окружностью, а перекатываемая прямая NN — производящей прямой.

Характер эвольвентного зубчатого зацепления определяется свойствами эвольвенты.

1. Производящая прямая NN является одновременно касательной к основной окружности и нормалью ко всем производимым ею эвольвентам.
2. Две эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистанты.
3. С увеличением радиуса r_b основной окружности эвольвента становится более пологой и при $r_b \rightarrow \infty$ обращается в прямую.
4. Радиус кривизны эвольвенты в точке S_2 равен длине дуги S_0B основной окружности. Центр кривизны эвольвенты в данной точке находится на основной окружности.

Геометрия зубчатых колес

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 (рис.2.3.8). 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 колёс. Как правило, применяется в открытом и реже в закрытом исполнении.

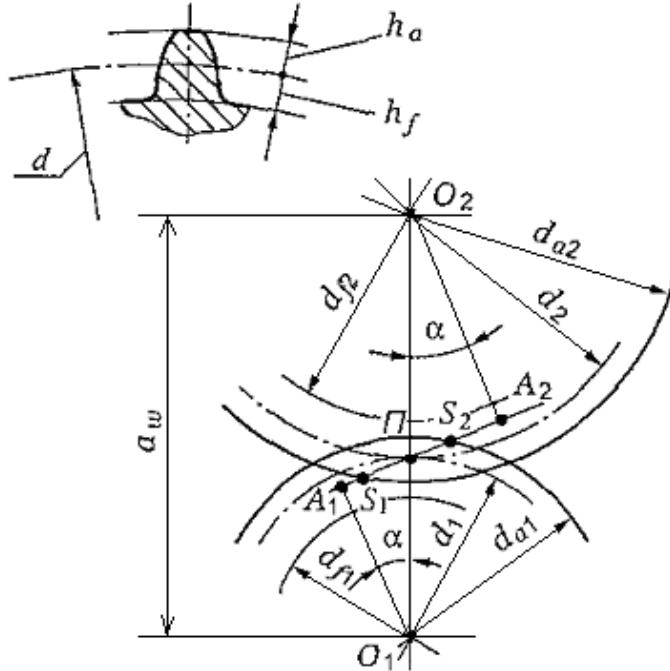


Рисунок 2.3.8 Геометрические параметры зубчатых колес

Π – полюс зацепления; A_1, A_2 - линия зацепления, S_1, S_2 – длина активной линии зацепления; α - угол зацепления; a_ω - 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.

Основной параметр зубчатых колес – *модуль* m . Модуль равен отношению окружного шага зубьев p_t по делительной окружности к числу π :

$$m = \frac{p_t}{\pi} \quad (2.3.4)$$

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

Передаточное отношение $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$ (2.3.5)

Значение i ограничивается габаритами передачи. По СТ СЭВ 229-75 значения i (1 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 $i > 5,0$.

Основные геометрические размеры определяют в зависимости от модуля m числа зубьев z :

Делительная окружность - d , начальная окружность - d_w

Диаметры делительный и начальный

$$d_1 = d_w = mz_1 \quad (2.3.6),$$

$$d_2 = d_w = mz_2 \quad (2.3.7)$$

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

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m \quad (2.3.8),$$

$$d_f = d - 2h_1 = d - 2,5m \quad (2.3.9).$$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = d_1(u+1)/2 = mz(u+1)/2 = m(z_2 + z_1)/2 = mz_{\Sigma}/2 \quad (2.3.10)$$

Здесь $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ - суммарное число зубьев. Зная z_{Σ} определяют число зубьев шестерни $z_1 = z_{\Sigma}/(u+1)$ и колёса $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$. Значение z_1 округляют в ближайшую сторону до целого числа. Для прямозубых колёс $z_{1\min} = 17$.

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).

Из формулы (2.3.6) находим

$$d_1 = 2a_w/(u+1); \quad d_2 = 2a_wu/(u+1) \quad (2.3.11)$$

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_a a_w \quad (2.3.12),$$

где ψ_a - коэффициент ширины венца колеса.

Ширина венца шестерни при твёрдости рабочих поверхностей зубьев менее 350 НВ: $b_1 = 1,12b_2$ (2.3.13).

Значения b_1 и b_2 принимают из ряда чисел $R_a 40$. Более широкая шестерня учитывает возможное осевое смещение зубчатых колёс из-за неточности сборки, кроме того, это важно при приработке зубьев, когда более твёрдая шестерня перекрывает по ширине более мягкое колесо. При твёрдости рабочих поверхностей зубьев обоих колёс более 350 НВ принимают b_1 и b_2 (колёса не прирабатываются).

Понятие о зубчатых колесах со смещением

При заданном модуле изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба (рис.2.3.9). С уменьшением числа зубьев колеса толщина зуба в основании уменьшается, и при некотором минимальном значении z появляется подрез зуба режущей кромкой инструмента. Улучшение профиля зуба называется корректированием.

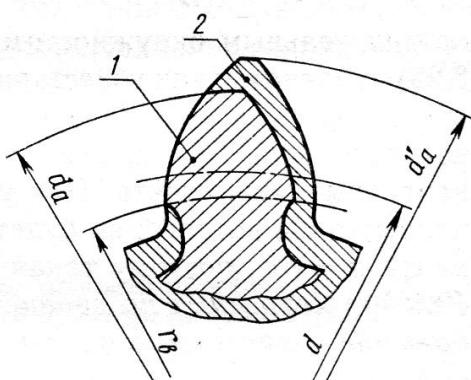


Рисунок 2.3.9 Корректирование зуба

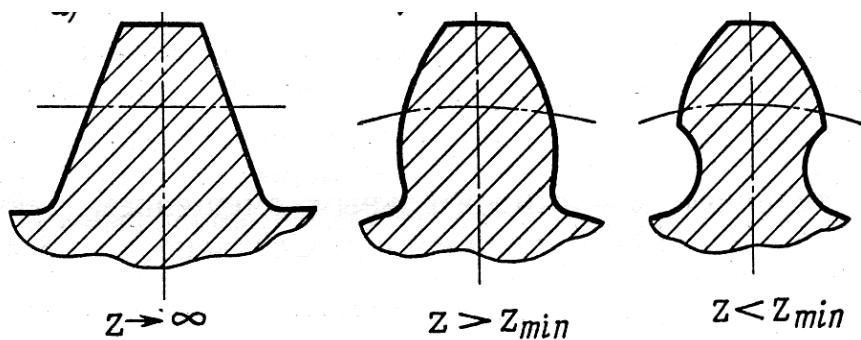


Рисунок 2.3.10 Форма зубьев с различным смещением

Корректирование достигается смещением инструментальной рейки.

Смещение зубьев (модификацию) применяют:

- для устранения подрезания зубьев при $z < z_{min}$;
- для повышения прочности зубьев путем увеличения их толщины;
- для увеличения радиуса в точке касания (при этом увеличивается контактная прочность);
- для получения заданного межосевого расстояния.

При нарезании колес со смещением инструмент сдвигается от центра заготовки (положительное смещение) или к центру (отрицательное смещение) рис.2.3.10.

Модификация бывает высотной и угловой. При высотной модификации колесо и шестерню изготавливают с противоположным смещением. Шестерню изготавливают с положительным смещением, колесо — с отрицательным смещением. Межосевое расстояние и угол зацепления не меняются.

При угловой модификации суммарный коэффициент смещения отличен от нуля, а межцентровое расстояние и угол зацепления меняются.

При $\alpha = 20^\circ$ - минимальное число зубьев $13 < z_{min} < 17$.

Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к материалам зубчатых колес?
2. Какие материалы нашли применение для изготовления зубчатых колес?
3. В каких случаях зубчатые колеса изготавливают из чугуна?
4. Какие факторы влияют на выбор марки стали для зубчатых колес?
5. В чем сущность основной теоремы зацепления?
6. Что называется полюсом зацепления, линией зацепления, углом зацепления?
7. Что называют модулем зубчатого колеса?
8. Какие окружности называют начальными и какие делительными?
9. Каково влияние числа зубьев на их форму и прочность?

Лекция № 7

Тема 2.3. Зубчатые передачи.

Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача.

В результате изучения обучающийся должен знать:

- формулы для расчета сил в зацеплении;
- формулы для расчета прямозубых передач на контактную прочность и изгиб.

Содержание лекции

Общие сведения

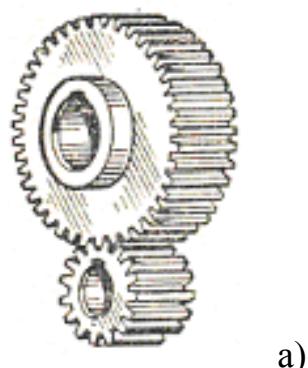
Силы в зацеплении

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев

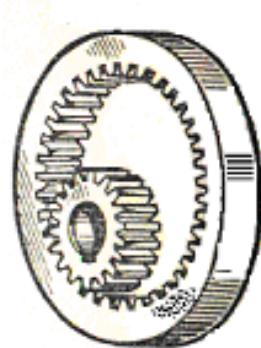
Расчет зубьев на изгиб

Общие сведения

Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача относится к передачам зацеплением непосредственного контакта рис.2.3.11. Применяется при окружных скоростях $v \leq 2m/c$.



a)



б)

Рисунок 2.3.11 Наружное а) и внутреннее б) зацепление

Силы в зацеплении

Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления. На шестерню действует вращательный момент, который создаёт распределённую по контактным линиям зуба колеса нагрузку. Эту нагрузку заменяют равнодействующей силой F_n , направленной по линии зацепления nn 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 (рис. 2.3.12):

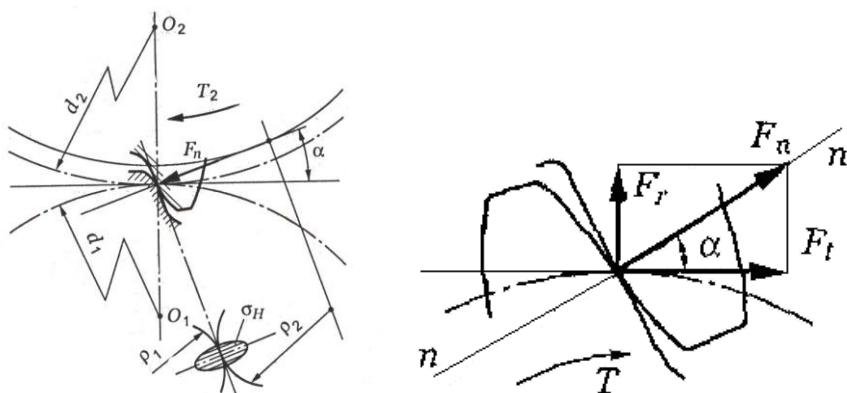


Рисунок 2.3.12 Схема действия сил в зубчатом зацеплении

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = 2T_2 / d_2 \quad (2.3.14),$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \quad (2.3.15).$$

Такое разложение силы F_n на составляющие удобно для расчёта 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 колёсах всегда направлены против действия соответствующих моментов. Радиальные силы F_r направлены к осям вращения колёс 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».

Расчёт на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев

Расчёт на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев является основным критерием работоспособности зубчатых передач.

Расчёт производят при контакте зубьев в полюсе зацепления П. Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусом r_1 и r_2 . При этом наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{p_{pp}} \frac{E_{pp}}{2\pi(1-\mu^2)}} \quad (2.3.16)$$

Расчет по контактной прочности сводится к проверке условия $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

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

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ab}}} \quad (2.3.17),$$

где T_2 – вращающий момент на тихоходном валу, Н м;

u - передаточное число;

$K_a = 49,5$ МПа – для прямозубых колес;

$\psi_{da} = \frac{b}{a_w}$ - коэффициент ширины колеса по межцентровому расстоянию,

его можно определить по формуле $\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{u+1}$,

где $\psi_{bd} = \frac{b}{d}$ - выбирается из справочных таблиц,

$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{[S_H]} K_{HL}$ - допускаемое контактное напряжение,

где $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{\sum}}}$ - коэффициент долговечности,

$\sigma_{H\lim b}$ - предел контактной выносливости, определяется для заданного материала из таблиц,

$[S_H] = 1,1 - 1,3$ - допускаемый коэффициент запаса прочности,

N_{HO} - базовое число циклов нагружения,

$N_{\sum} = 60 \cdot n \cdot L_h$ - расчетное число циклов нагружения,

L_h – полный ресурс в час.

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

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.18),$$

где $K_H = K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$ - коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям,

K_{Ha} - коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{Ha} = 1$),

$K_{H\beta}$ - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий),

$K_{H\nu} = 1,25$, - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки.

Расчёт зубьев на изгиб

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба, вследствие усталости материала от длительно действующих нагрузок. Расчет на изгиб сводится к проверке условия:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F] \quad (2.3.19)$$

При выводе расчётной формулы для определения напряжений изгиба принимают следующие допущения:

1) вся нагрузка F_n зацепления передаются одной парой зубьев, которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю (сила трения не учитываются);

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 расчётные формулы теоретического коэффициента концентрации напряжений K_t .

Распределённую по ширине венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_n , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие: изгибающую зуб $F'_t = F_n \cos \alpha' = F_t \cos \alpha' / \cos \alpha_w$ и сжимающую $F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \sin \alpha' / \cos \alpha_w$, где α' - угол направления нормальной силы F_n . Он несколько больше угла зацепления α_w . Напряжение изгиба в опасном сечении (вблизи хорды основной окружности), т.е. напряжение на растянутой стороне зуба, где возникают усталостные трещины рис.2.3.13.

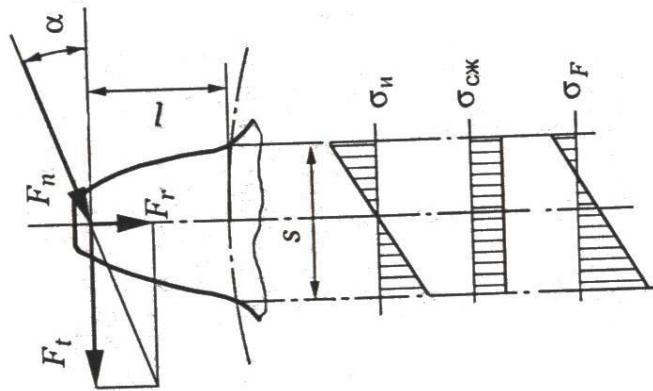


Рисунок 2.3.13 Эпюры распределения напряжений по ширине зуба

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

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b \cdot m} K_F \leq [\sigma_F] \quad (2.3.20),$$

где σ_F и $[\sigma_F]$ - расчётное и допускаемое напряжение изгиба, Н/мм².

F_t – окружная сила, Н,

b и m – ширина и модуль зубчатого колеса или шестерни, мм,

Y_F – коэффициент формы зуба – величина безразмерная, зависящая от числа зубьев z или z_v и коэффициента смещения x . Значения Y_F для зубчатых колёс без смещения приводятся в справочнике,

$K_F = K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ -коэффициент нагрузки при расчете на изгиб,

K_{Fa} - коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{Fa} = 1$),

$K_{F\beta}$ - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий),

K_{Fv} - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки,

$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{[S_F]} K_{FL}$ - допускаемое напряжение изгиба,

$\sigma_{F\lim b}$ - предел выносливости зубьев при изгибе,

$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HFO}}{N_{\Sigma}}}$ - коэффициент долговечности при изгибе,

N_{FO} - базовое число циклов при изгибе,

$[S_F] = 1,55 - 1,75$ - допускаемый коэффициент запаса прочности,

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

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} \approx [\sigma_F]_2 / Y_{F2}. \quad (2.3.21)$$

Модуль зубьев m определяют расчётом на изгиб, исходя из межосевого расстояния a_w , полученного из условия контактной прочности. В этом случае

для получения расчётной формулы надо в выражении (2.3.20):

$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F]$ заменить F_t на $2T/d$, где $d_2 = 2a_w u / (u+1)$. Тогда, решив

уравнение $\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F]$ относительно модуля m , при некоторых

средних значениях коэффициентов Y_F , $K_{F\beta}$ и K_{Fv} получим формулу для приближенного определения модуля:

$$m \geq \frac{6,8 \cdot T \cdot (u+1)}{u \cdot a_w \cdot b \cdot [\sigma_F]} \quad (2.3.21).$$

В эту формулу вместо $[\sigma_F]$ подставляют меньшее из $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$. Полученное значение модуля округляют в большую сторону до стандартного. Модуль колес рекомендуется принимать минимальным. Уменьшение модуля и соответствующее увеличение числа зубьев способствует уменьшению удельного скольжения, что увеличивает надежность против заедания. При малом модуле увеличивается коэффициент торцевого перекрытия ε_α . То есть увеличивается плавность работы зацепления и к.п.д., уменьшается шум.

Контрольные вопросы

1. В каких случаях применяется прямозубая цилиндрическая передача?
2. Что является основным критерием работоспособности зубчатых передач?
3. Что учитывают коэффициенты $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv} при расчете на контактную прочность?
4. Какой параметр зубчатой передачи определяется из расчета на контактную прочность?
5. Какие условия должны соблюдаться при расчете на контактную прочность и на изгиб?
6. Какое место зубчатого колеса является опасным при расчете на изгиб?
7. От чего зависит Y_F – коэффициент формы зуба?
8. Что учитывают коэффициенты нагрузки $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} ?
9. Каково условие равнопрочности пары зубчатых колес?
10. Как влияет коэффициент торцевого перекрытия на работу передачи?
11. Почему в расчетах рекомендуется принимать модуль зацепления минимальным?

Лекция № 8

Тема 2.3. Зубчатые передачи.

Цилиндрическая косозубая зубчатая передача.

В результате изучения обучающийся должен знать:

- геометрические параметры цилиндрической косозубой передачи;
- формулы для расчета сил в зацеплении;
- формулы для расчета косозубых передач на контактную прочность и изгиб.

Содержание лекции

Геометрия и кинематика косозубых цилиндрических передач

Эквивалентное колесо

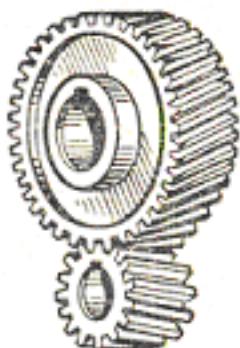
Силы в зацеплении

Расчет на контактную прочность

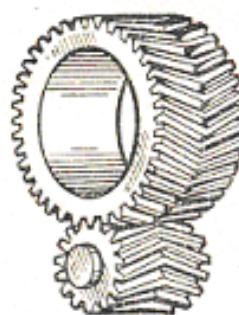
Расчет зубьев на изгиб

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 рис. 2.3.14.



а)



б)

Рис. 2.3.1 Цилиндрическая косозубая а) и шевронная б) передача

С увеличением угла наклона β линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличиваются рис.2.3.15, но при этом увеличивается и осевая сила F_a , что нежелательно. Поэтому в косозубых передачах принимают угол $\beta = 7\ldots20^\circ$.

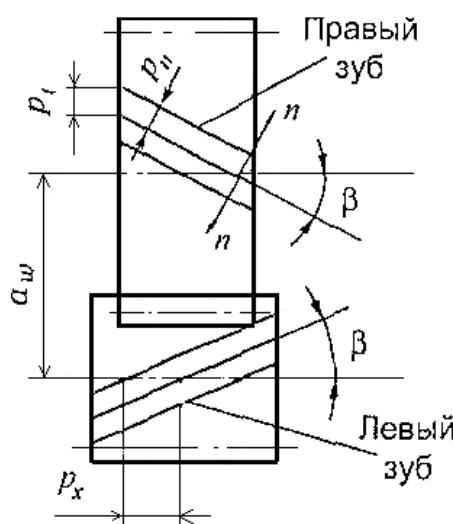


Рисунок 2.3.15 Геометрия косозубых колес

Основные геометрические размеры зависят от модуля и числа зубьев. При расчёте косозубых колёс учитывают два шага:

нормальный шаг зубьев p_n - в нормальном сечении,
окружной шаг p_t - в торцовом сечении; при этом $p_t = p_n / \cos \beta$.
Соответственно шагам имеем два модуля зубьев:

$$m_t = p_t / \pi \quad (2.3.22),$$

$$m_n = p_n / \pi \quad (2.3.23),$$

при этом $m_t = m_n / \cos \beta \quad (2.3.24)$,

где m_t и m_n – окружной и нормальный модули зубьев.

За расчётный 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 β . Поэтому профиль косого зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба; следовательно, $m_n = m$.

Диаметры делительный и начальный

$$d = d_w = m_t z = m_n z / \cos \beta \quad (2.3.25).$$

Диаметры вершин и впадин зубьев

$$d_a = d + 2m_n \quad (2.3.26),$$

$$d_f = d - 2,5m_n \quad (2.3.27).$$

Межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = d_1(u+1) / 2 = m_t(z_1 + z_2) / 2 = m_n z_1(u+1) / (2 \cos \beta). \quad (2.3.28)$$

Эквивалентное колесо

Профиль косого колеса в нормальном сечении n-n (рис. 3) соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямозубого колеса.

Расчет косозубых колес проводят через параметры эквивалентного прямозубого колеса. Нормальное к линии зуба сечение делительного цилиндра имеет форму эллипса. Радиус кривизны эллипса при зацеплении зубьев в полюсе $r_v = d / (2 \cos \beta)$. профиль зуба в этом сечении достаточно близко совпадает с профилем приведённого прямозубого колеса, называемого эквивалентным.

Делительный диаметр:

$$d_v = 2r_v = d / \cos^2 \beta = m_t \cdot z / \cos^2 \beta = mz / \cos^3 \beta = mz_v \quad (2.3.29),$$

эквивалентное число зубьев:

$$z_v = d_v / m_n = d(m_n \cos^2 \beta) / (m_t \cos^3 \beta) = m_t z / (m_t \cos^3 \beta) \quad (2.3.30)$$

или

$$z_v = z / \cos^3 \beta \quad (2.3.31),$$

где z – действительное число зубьев косозубого колеса.

С увеличением β возрастает z_v . Это одна из причин повышения прочности косозубых передач.

Силы в зацеплении

Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления. Сила F_n , действующая на зуб косозубого колеса рис. 2.3.16, направлена по нормали к

профилю зуба, т.е. по линии зацепления эквивалентного прямозубого колеса и составляет угол α_w с касательной к эллипсу.

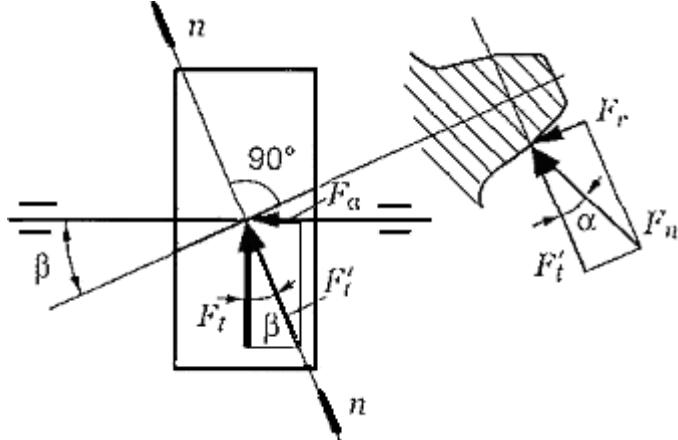


Рисунок 2.3.16 Схема действия сил в зацеплении косозубых колес

Разложим эту силу на две составляющие: окружную силу на эквивалентном колесе:

$$F_v = F_n \cos \alpha_w \quad (2.3.32),$$

радиальную силу на этом колесе: $F_{rv} = F_v \operatorname{tg} \alpha_w$

$$(2.3.33)$$

Переходя от эквивалентного к косозубому колесу, заметим, что сила F_{rv} является радиальной силой F_r и для этого колеса, т.е.

$$F_r = F_v \operatorname{tg} \alpha_w \quad (2.3.34),$$

сила F_t расположена в плоскости, касательной к начальному цилиндру, и составляет угол β с осью колеса. Разложим силу F_t на две составляющие:

окружную силу $F_t = F_v \cos \beta$ (2.3.35),

и осевую силу $F_a = F_v \sin \beta$ (2.3.36).

Окружная сила известна. Её определяют по передаваемому моменту и диаметру делительной окружности зубчатого колеса

$$F_t = 2M_2 / d_2 \quad (2.3.37)$$

Тогда из формулы (2.3.35): $F_t = F_v \cos \beta$ следует $F_v = F_t / \cos \beta$. Подставив силу F_v и выражения $F_r = F_v \operatorname{tg} \alpha_w$, $F_a = F_v \sin \beta$ окончательно получим:

$$\text{радиальную силу } F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} \quad (2.3.38)$$

$$\text{и осевую силу } F_a = F_t \operatorname{tg} \beta \quad (2.3.39).$$

На зубья шестерни и колеса действуют одинаковые, но противоположно направленные силы. При определении их направления учитывают направление вращения колёс и направление наклона линии зубьев β (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 расчётные напряжения).

Аналогично расчету прямозубой передачи межосевое расстояние для косозубых колес определяют по формуле (2.3.17):

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ab}}},$$

где $K_a = 43$ МПа – для косозубых колес.

Контактные напряжения в поверхностном слое зубьев

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u + 1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.40),$$

где $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$ - коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям;

$K_{H\alpha}$ - 1,04 – 1,13 коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями и 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

$K_{H\nu} = 1,02-1,06$ 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 ψ_a . Если это не даст желательного результата, то либо назначает другие материалы колёс или другую термообработку, и расчёт повторяют.

Расчет допускаемых напряжений ведется аналогично расчету прямозубых колес.

Расчёт зубьев на изгиб

Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и уменьшает динамические нагрузки. Это учитывается введением в расчётную формулу прямозубых передач поправочных коэффициентов Y_β и $K_{F\alpha}$.

Формула проверочного расчёта косозубых передач

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b \cdot m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} \leq [\sigma_F] \quad (2.3.41),$$

где Y_F - коэффициент формы зуба выбирают по эквивалентному числу зубьев Z_v ;

$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ$ - коэффициент, учитывающий наклон зуба;

$K_{F\beta}$ - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца определяют по аналогии с прямозубыми передачами;

$K_{F\alpha} = 0,81-0,91$ - коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

K_{Fv} - коэффициент нагрузки, учитывающий дополнительные динамические нагрузки

$K_{Fv} = 1,2$ при твердости зубьев не больше 350НВ,

$K_{Fv} = 1,1$ при твердости зубьев более 350 НВ.

Нормальный модуль зубьев m_n определяют по аналогии с прямозубыми передачами. При некоторых средних значениях коэффициентов получим формулу для приближенного определения модуля косозубых передач

$$m_n \geq \frac{5,8M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (2.3.42)$$

и для шевронных передач

$$m_n \geq \frac{5,2M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (2.3.43).$$

При проверке по формуле (2.3.41): $\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F]$ можно

получить σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, что не является недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчётное значение σ_F превышает допускаемое, то применяют колёса, 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 твёрдостью рабочих поверхностей зубьев – 51...63HRC_Э (цементация, нитроцементация, азотирование). Проектировочный расчёт таких передач следует выполнять с целью обеспечения прочности зубьев на изгиб по форме определения минимально допустимого модуля m , а затем выполнить проверочный расчёт зубьев на контактную прочность.

Контрольные вопросы

1. В чём преимущества косозубых передач по сравнению с прямозубыми передачами?
2. Как влияет на работу косозубой передачи изменение угла наклона зубьев? Какие значения углов рекомендуется принимать?
3. Какие модули различают для косозубых передач и какова зависимость между ними?
4. Что понимают под эквивалентным колесом?
5. Какие силы возникают в зацеплении косозубой передаче?
6. Каково условие контактной прочности косозубой передачи?

Лекция № 9

Тема 2.3. Зубчатые передачи. Коническая зубчатая передача

В результате изучения обучающийся должен знать:

- геометрические параметры конической передачи;
- формулы для расчета сил в зацеплении;
- формулы для расчета конических передач на контактную прочность и изгиб.

Содержание лекции

Общие сведения

Геометрические параметры конического зубчатого колеса

Силы в зацеплении конической передачи

Расчет на контактную прочность

Расчет конических зубчатых передач на изгиб

Общие сведения

Конические зубчатые колёса применяют в передачах, оси валов которых пересекаются под некоторым межосевым углом Σ . Обычно $\Sigma = 90^\circ$ рис.2.3.17.

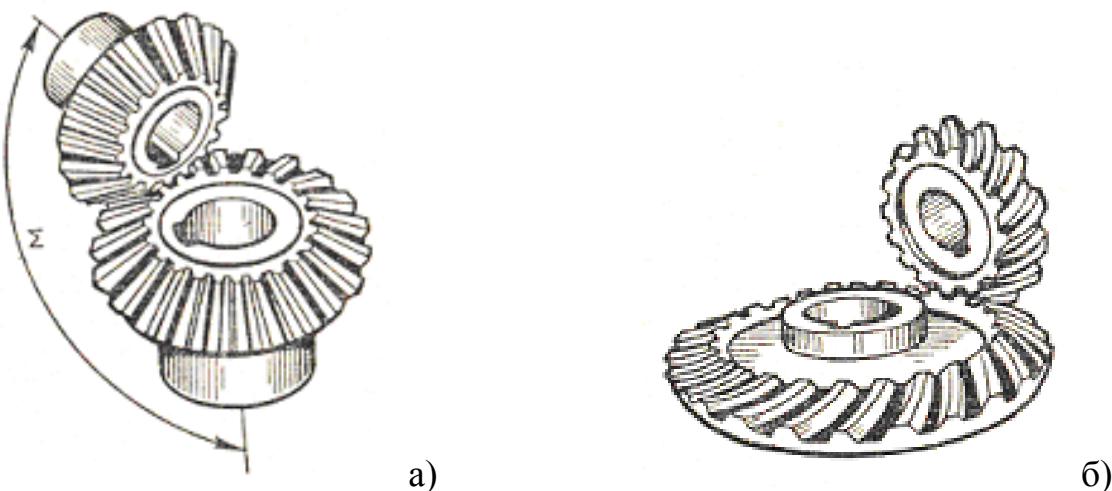


Рисунок 2.3.17 Коническая прямозубая передача а), передача с круговым зубом б)

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 большую массу и габарит, сложнее в монтаже. Кроме того, одно из конических колёс, как правило шестерня, располагается консольно. При этом, вследствие повышенной деформации консольного вала, увеличиваются неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и шум. Конические колёса бывают с прямыми и круговыми зубьями. Передаточное числа при межосевом угле $\Sigma = 90^\circ$

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 = d_{e2} / d_{e1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 \quad (2.3.44).$$

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

Геометрические параметры конического зубчатого колеса

Основные геометрические размеры определяют в зависимости от модуля и числа зубьев. Высота и толщина зубьев конических колёс постепенно

уменьшается по мере приближения к вершине конуса. Соответственно изменяются шаг, модуль и делительные диаметры, которых может быть бесчисленное множество. Основные геометрические размеры имеют обозначения, принятые для прямозубых конических передач рис. 2.3.18.

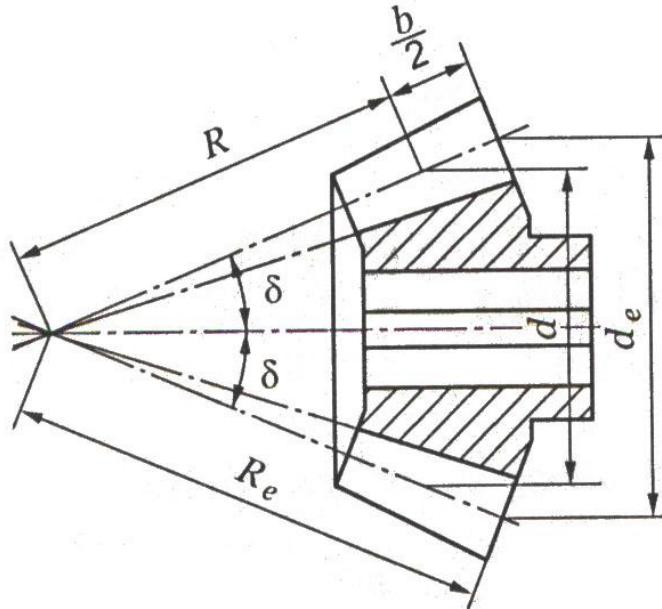


Рисунок 2.3.18 Геометрия конического колеса

Внешний диаметр d_e :

$$d_e = m_e z \quad (2.3.45),$$

где m_e - максимальный модуль зубьев – внешний окружной модуль, полученный по внешнему торцу колеса.

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{d_{e2}}{2u}\sqrt{(u^2 + 1)} \quad (2.3.46).$$

$$\text{Среднее конусное расстояние } R = R_e - 0,5b \quad (2.3.47),$$

$$\text{где } b - \text{ширина зубчатого венца колеса}$$

$$b = K_{be}R_e \leq 0,285R_e \quad (2.3.48),$$

K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния,

δ_1, δ_2 - углы делительных конусов;

Средний модуль

$$m = m_e R / R_e = m_e - (b \sin \delta_1) / z_1 \approx 0,857m_e \quad (2.3.49).$$

Средние делительные диаметры:

$$d_1 = m z_1 \approx 0,855d_{e1} \quad (2.3.50),$$

$$d_2 = m z_2 \approx 0,857d_{e2} \quad (2.3.51).$$

В соответствии с исходным контуром прямозубых конических колёс радиальный зазор $c = 0,2m_e$, тогда

$$\text{внешняя высота головки зуба } h_{ae} = m_e \quad (2.3.52)$$

$$\text{и внешняя высота ножки зуба } h_{fe} = 1,2m_e \quad (2.3.53).$$

Внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 \quad (2.3.54),$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 \quad (2.3.55).$$

Угол ножки зуба $\theta_f = \arctg(h_{fe} / R_e)$ (2.3.56).

Угол головки зуба θ_a : $\theta_{a1} = \theta_{f2}; \theta_{a2} = \theta_{f1}$ (2.3.57) .

Силы в зацеплении конической передачи

Силы в зацеплении определяют по размерам в среднем сечении зуба шестерни. На шестерню конической прямозубой передачи действуют три силы рис.2.3.19:

окружная $F_{t1} = 2T_1 / d_1$ (2.3.58),

радиальная $F_{r1} = F'_r \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1$ (2.3.59),

осевая $F_{a1} = F'_r \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1$ (2.3.60).

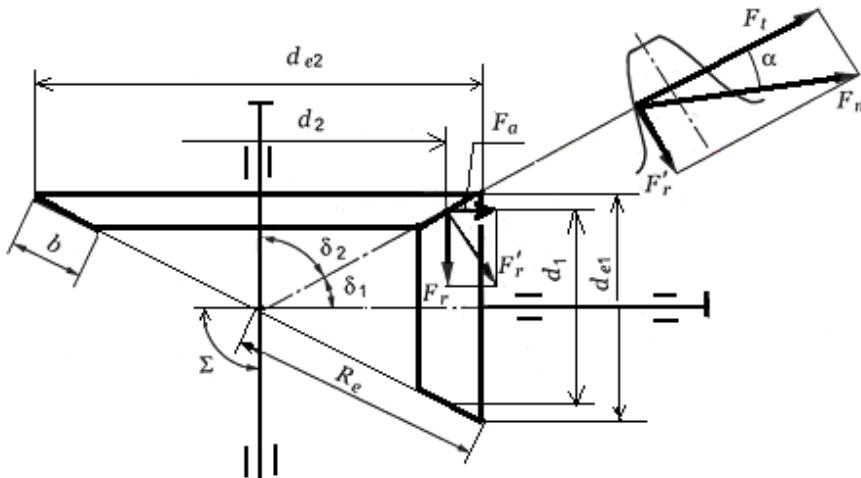


Рисунок 2.3.19 Схема действия сил в зацеплении конических колес

Для колеса направление сил противоположно, при этом:

$$F_{t2} = F_{t1}; F_{r2} = F_{a1}; F_{a2} = F_{r1}.$$

Направление окружных сил F , как и в цилиндрической передаче зависит от направления вращения колёс. Осевые силы F_a всегда направлены от вершин конусов, радиальные F_r - к осям вращения колёс.

Конические передачи с круговыми зубьями получили преимущественное применение. По сравнению с коническими прямозубыми они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колёс, их изготовление проще. Недостаток передач с круговыми зубьями – изменение величины и знака осевых сил при реверсе. Ось кругового зуба – это дуга окружности соответствующего диаметра резцовой головки. Нарезание зубьев резцовой головки обеспечивает высокую производительность и низкую стоимость колёс. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчётный принимают угол на окружности среднего диаметра колеса, обычно $\beta_n = 35^\circ$. Значение β_n выбирают исходя из обеспечения плавности зацепления.

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 рис.2.3.20.

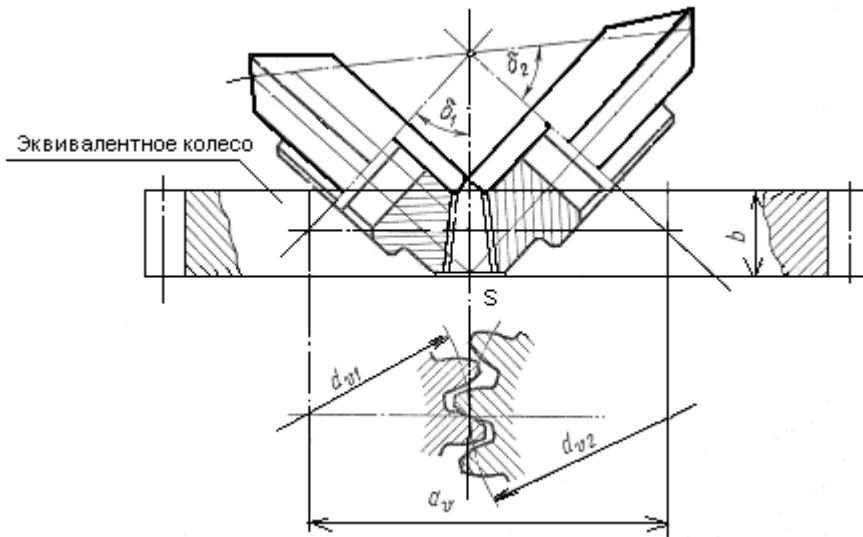


Рисунок 2.3.20 Схема построения эквивалентного колеса

Межосевое расстояние эквивалентной передачи

$$a_v = r_{r1} + r_{r2} = R(\tan \delta_1 + \tan \delta_2) = R(u^2 + 1)/u \quad (2.3.61)$$

Передаточное число эквивалентной передачи

$$u_v = d_{v2}/d_{v1} = d_2 \cos \delta_1 / (d_1 \cos \delta_2) = u \sin \delta_2 / \cos \delta_2 = u^2 \quad (2.3.62)$$

Момент на эквивалентном колесе

$$T_{v2} = T_2 d_{v2} / d_2 = T_2 / \cos \delta_2 = T_2 \sqrt{u^2 + 1} \quad (2.3.63)$$

Расчет конических зубчатых передач на изгиб

Формула проверочного расчёта конических прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{335}{(R_e - 0,5b)} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.64)$$

Формула проектировочного расчёта конических прямозубых передач:

$$d_{e2} = 98,5 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{(1 - 0,5K_{be})^2 K_{be} [\sigma_H]^2 0,85}} \quad (2.3.65)$$

Условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{v_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F] \quad (2.3.66)$$

где v_F - коэффициент вида конических колёс.

Для прямозубых колёс $v_F = 0,85$; для колёс с круговыми зубьями $v_F = 1$; m_e и m_{te} - внешний и окружённый модули; Y_F - коэффициент формы зуба. Внешний окружной модуль m_e или m_{te} определяют расчётом на изгиб по формуле

$$m_e(m_{te}) \geq \frac{14M_2}{v_F d_{e2} b [\sigma_F]} K_{F\beta} \quad (2.3.67)$$

Минимальное число зубьев шестерни з конической передачи с круговыми зубьями определяют по формуле

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_n \quad (2.3.68)$$

Контрольные вопросы

1. В каких случаях применяют конические зубчатые передачи?
2. Какое преимущество у конических колес с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми колесами?
3. В чем особенности модуля конических зубчатых колес?
4. По какому модулю производят расчет на изгиб зубьев конических колес?
5. Какие максимальные передаточные числа рекомендуют для одной пары конических колес с прямыми и круговыми зубьями?

Лекция № 10

Тема 2.3. Зубчатые передачи. Планетарные передачи

В результате изучения обучающийся должен знать:

- достоинства и недостатки планетарных передач;
- разновидности планетарных передач;
- устройство и принцип работы планетарных передач.

Содержание лекции

Назначение и область применения планетарных передач

Устройство и принцип работы

Достоинства планетарных передач

Недостатки планетарных передач

Разновидности планетарных передач

Конструктивные особенности планетарных передач

Назначение и область применения планетарных передач

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колёса с перемещающимися осями. Планетарную передачу применяют как редуктор с постоянным передаточным числом, как коробку скоростей, передаточное число в которой изменяется путём поочерёдного торможения различных звеньев (водила или одного из колёс), 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 (рис. 1) 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 $\eta = 0,96 \dots 0,98$. В передачах применяют не только цилиндрические, но и конические колёса. Зубья могут быть прямые и косые. Обычно число сателлитов $C=3 \dots 6$, но встречаются передачи с $C>6$. Наибольшее распространение получили прямозубые передачи с числом сателлитов $C=3$.

Устройство и принцип работы планетарной передачи

Планетарная передача (рис. 2.3.21) состоит из неподвижного центрального колеса 1 с наружными зубьями, сателлитов 2, неподвижного центрального колеса 3 с внутренними зубьями и водила Н, на котором укреплены оси сателлитов.

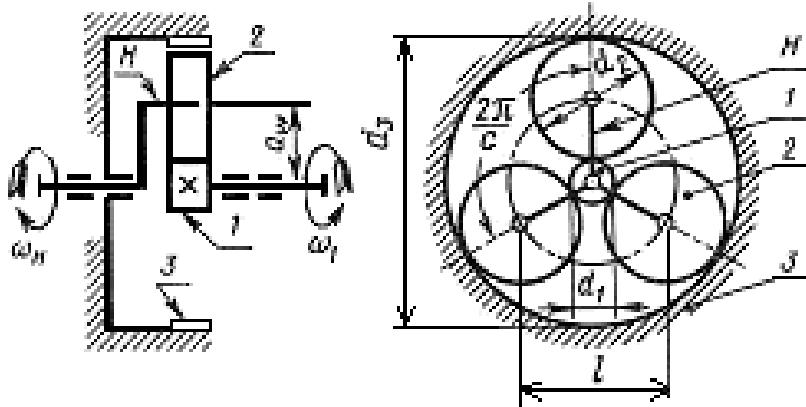


Рисунок 2.3.21 Простейшая планетарная передача

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 Н 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.

Планетарную передачу, в которой одно из центральных колёс неподвижно, называют простейшей. В отличие от простейшей планетарную передачу, в которой все зубчатые колёса 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 Н или от колес 1 и 3 водилу Н.

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 колёса с внутренним зацеплением (большой радиус кривизны);
- 4) Малая нагрузка на опоры, так как сателлиты расположены симметрично, и поэтому силы в передаче взаимно уравновешиваются друг друга;
- 5) Планетарные передачи работают с меньшим шумом, что связано с повышенной плавностью внутреннего зацепления и меньшими размерами колёс.

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 (рис.2.3.21). Эта передача имеет

минимальные габариты. Она применяется в силовых и вспомогательных приводах. К.п.д. = 0,96-0,98 при $i=3,15-12,5$. Для получения больших передаточных чисел применяют многоступенчатые планетарные передачи (рис.2.3.22).

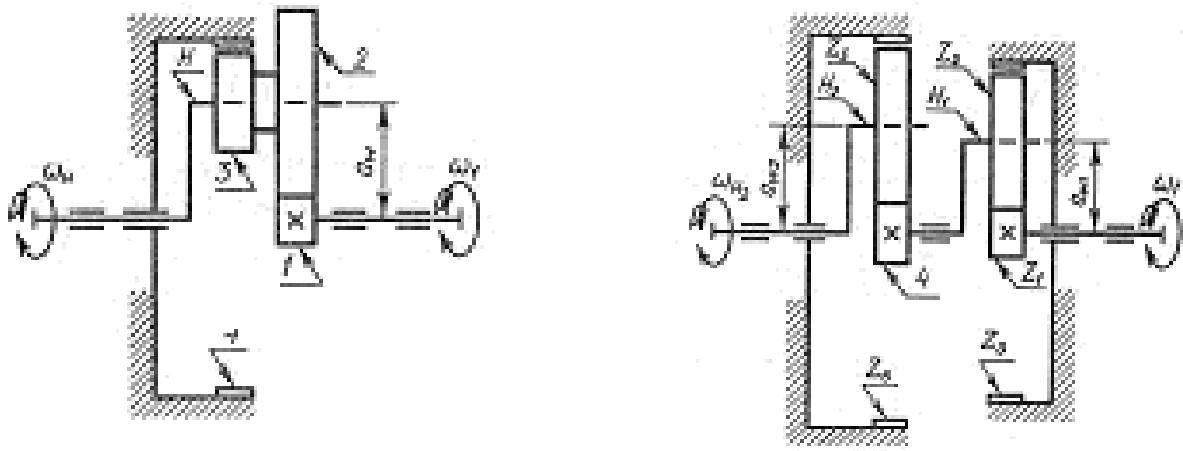


Рисунок 2.3.22 Многоступенчатые планетарные передачи

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.

Контрольные вопросы

1. Какая зубчатая передача называется планетарной?
2. В каком случае планетарная передача называется дифференциалом?
3. Каковы основные достоинства и недостатки планетарных передач по сравнению с простыми зубчатыми передачами?
4. В каких областях широко применяют планетарные передачи?
5. В чем заключаются условия соосности, сборки и соседства планетарных передач?

Лекция № 11

Тема 2.4 Передача винт-гайка

В результате изучения обучающийся должен знать:

- принцип работы передачи винт-гайка;
- виды разрушений.

В результате изучения студент должен уметь:

- производить расчет передачи винт-гайка на износостойкость.

Содержание лекции

Назначение и область применения передачи винт-гайка

Достоинства передачи винт-гайка

Недостатки передачи винт-гайка

Конструкция передач

Разновидности винтов передачи

Материалы винта и гайки

Расчет на прочность

Назначение и область применения передачи винт-гайка

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное движение рис.2.4.1. При этом как винт, так и гайка могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения одновременно.

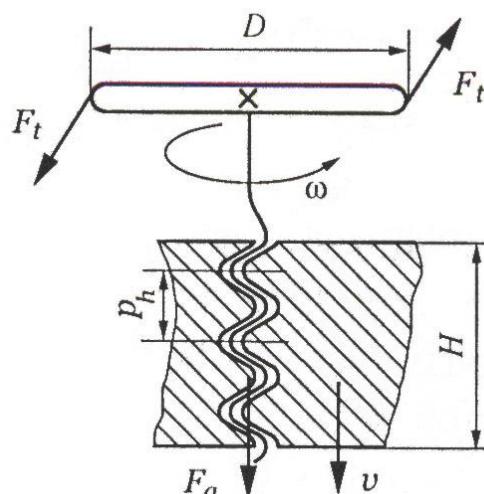


Рисунок 2.4.1 Схема действия передачи винт-гайка

Применяют поднятия грузов (домкраты), создание больших усилий до 1000 кН при малых перемещениях (прессы, нажимные устройства, тиски и т.п.) и получения точных перемещений (ходовые винты станков, измерительные приборы, делительные и регулировочные устройства).

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

Различные два типа передач винт-гайка:

- передачи с трением скольжения рис.2.4.2.а,
- передачи с трением качения рис.2.4.2.б.

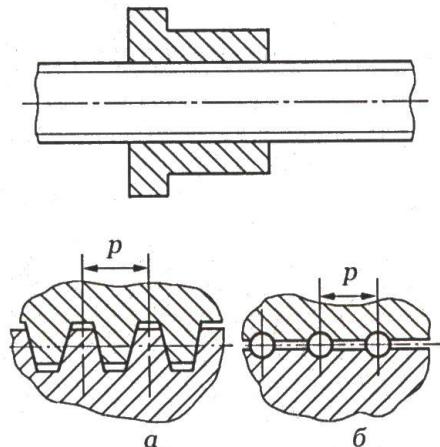


Рисунок 2.4.2 Передача с трением скольжения а), с трением качения б)

Разновидности винтов передачи

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

- 1) *Грузовые*. Применяются для создания больших осевых сил. Такие винты, если они работают при знакопеременной нагрузке, имеют трапециoidalную резьбу, при большой односторонней нагрузке – упорную. В домкратах для большого выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема. Гайки грузовых винтов изготавливают цельными рис.2.4.3.

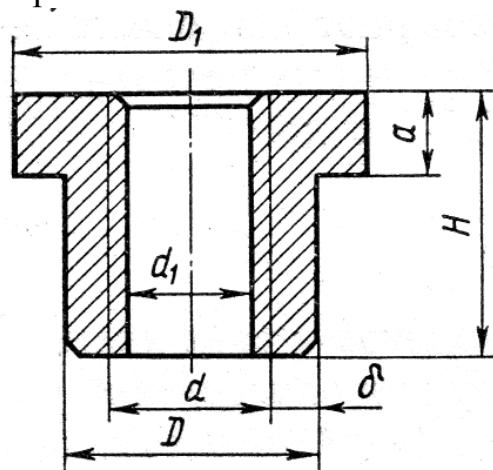


Рисунок 2.4.3 Цельная гайка грузового винта

- 2) *Ходовые*. Применяют для перемещений в механизмах подачи. Для уменьшения трения в ходовых винтах применяют трапециoidalную многозаходную резьбу. Из-за повышенного износа резьбы гайки ходовых винтов изготавливают разъемными рис. 2.4.4. Появляющийся зазор в резьбе регулируют с помощью набора металлических прокладок.

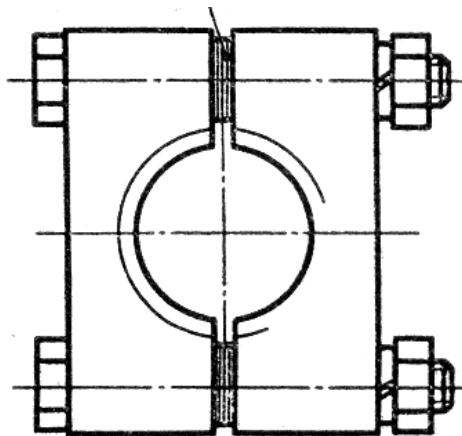


Рисунок 2.4.4 Разъемная гайка ходового винта

3) *Установочные*. Применяют для точных перемещений и регулировок. Установочные винты имеют метрическую резьбу. В механизмах точных перемещениях важно малое трение и отсутствие зазора в резьбе. Для обеспечения безлюфтового перемещения гайки делают сдвоенными рис. 2.4.5.

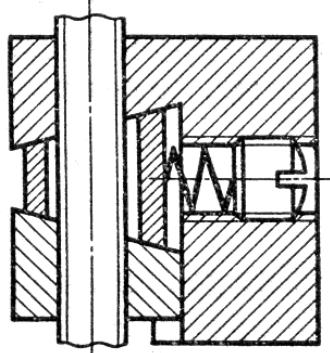


Рисунок 2.4.5 Сдвоенная гайка установочного винта

Сдвоенная гайка имеет неподвижную и подвижную части: последняя (правая) может смещаться в осевом направлении относительно первой, что обеспечивает устранение зазора. Смещение можно достигнуть с помощью клина, пружины или резьбы. Уменьшение трения достигается заменой трения скольжения на трение качения (используется шариковая винтовая пара рис. 2.4.6).

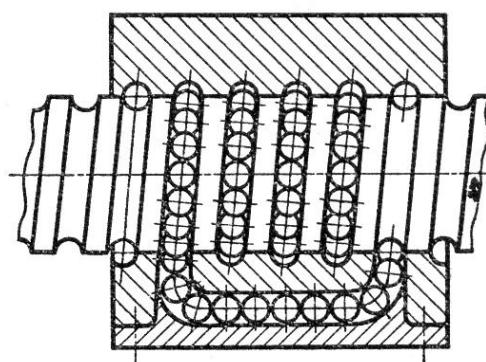


Рисунок 2.4.6 Шариковая винтовая пара

В таких механизмах между витками винта шарики увлекаются в направлении его поступательного движения, попадают в перепускной канал в

гайке и возвращаются в полость между винтом и гайкой. Таким образом, перемещение шариков происходит по замкнутому каналу, соединяющему первый и последний витки резьбы гайки. Достоинства шариковых винтовых механизмов: высокий КПД (до 0,9); возможность полного устранения осевого и радикального зазоров. Их применяют в механизмах подач станков с числовым программным управлением, механизмах подъёма и спуска шасси в самолётах и т.п. Передачи с трением скольжения имеют наибольшее распространение ввиду простоты устройства.

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 твёрдости более 50HRC, с последующим шлифованием резьбы. Гайки ответственных передач (высокие окружные скорости – $v = 6 \dots 15$ 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.

Расчет на прочность

Основным критерием работоспособности и расчёта передачи является износстойкость.

Основной причиной выхода из строя винтов и гаек является большое изнашивание их резьбы. Поэтому при определении размеров передачи исходят из расчета на износстойкость резьбы по допускаемому давлению. Потом проводят расчет на прочность винта, то есть определяют его диаметр.

$$p_{uzn} = \frac{F}{A \cdot z} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq [p_{uzn}] \quad (2.4.1),$$

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 рис. 2.4.7.

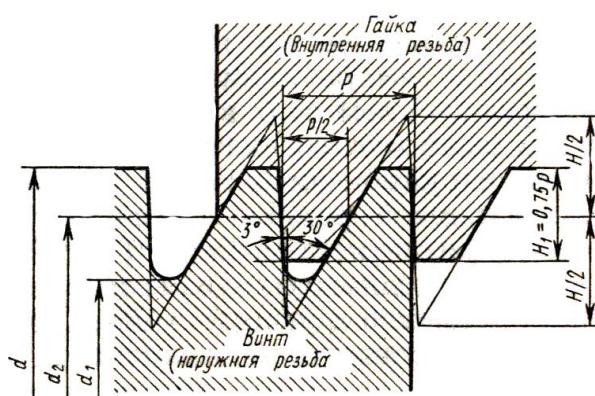


Рисунок 2.4.7 геометрические параметры передачи винт-гайка

Контрольные вопросы

1. Где применяется передача винт-гайка?
2. Каковы достоинства и недостатки передачи винт-гайка?
3. Какие материалы используются для изготовления винтов и гаек?
4. Какие виды винтов бывают в зависимости от назначения передачи?
5. Какие типы резьб применяют в передачах?
6. Что является основным критерием работоспособности и расчёта передачи?
7. Что является основной причиной выхода из строя винтов и гаек?
8. Почему в грузовых винтах применяют однозаходную резьбу с малым углом подъёма?

Лекция № 12

Тема 2.5 Червячные передачи. Общие сведения. Геометрия параметры червячной передачи

В результате изучения обучающийся должен знать:

- область применения;
- достоинства и недостатки червячной передачи;
- основные геометрические соотношения в червячной передаче.

Содержание лекции

Основные сведения

Область применения червячных передач

Достоинства червячной передачи

Недостатки червячной передачи

Классификация червячных передач

Основные геометрические соотношения в червячной передаче

Основные геометрические размеры червяка

Основные геометрические размеры червячного колеса

Конструктивные элементы червячной передачи

Основные сведения

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, у которых угол скрещивания осей обычно составляет $0 = 90^\circ$ (рис.2.5.1).

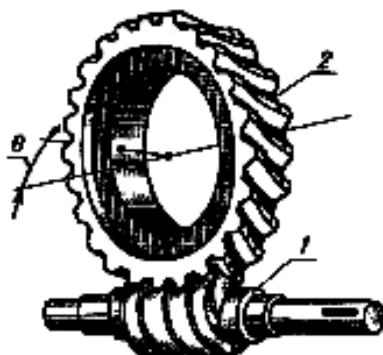


Рисунок 2.5.1. Червячная передача: 1 — червяк; 2 — венец червячного колеса.

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

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

В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рис.2.5.2) передачи бывают с цилиндрическим (а) или с глобоидным (б) червяком.

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

1. В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым и левым направлением линии витка.
2. В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка передачи бывают с одновитковым или многовитковым червяком.

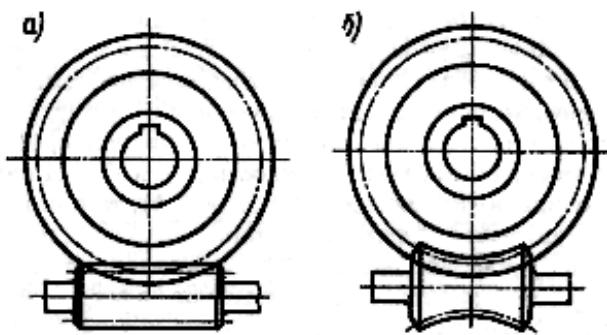


Рисунок 2.5.2. Схемы червячных передач

3. В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 2.5.3) передачи бывают: с нижним (а), боковым (б) и верхним (в) червяками. Чаще всего расположение червяка диктуется условиями компоновки изделия. Нижний червяк обычно применяют при окружной скорости червяка $u_1 \leq 5$ м/с во избежание потерь на перемешивание и разбрзгивание масла.

4. В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают: с архимедовым, конволютными и эвольвентным червяками. Каждый из них требует особого способа нарезания.

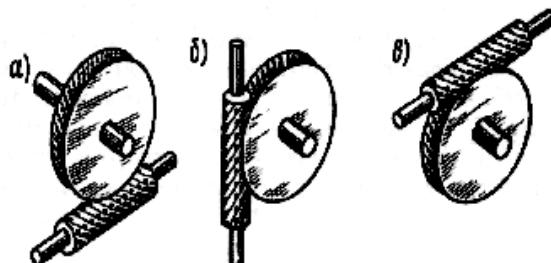


Рисунок 2.3.3 Виды расположения червяка

Эвольвентным червяком представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков червяка.

Практика показала, что при одинаковом качестве изготовления форма профиля нарезки червяка мало влияет на работоспособность передачи. Выбор профиля нарезки червяка зависит от способа изготовления и связан также с формой инструмента для нарезания червячного колеса.

Наибольшее распространение получили архимедовы червяки рис. 2.5.4.

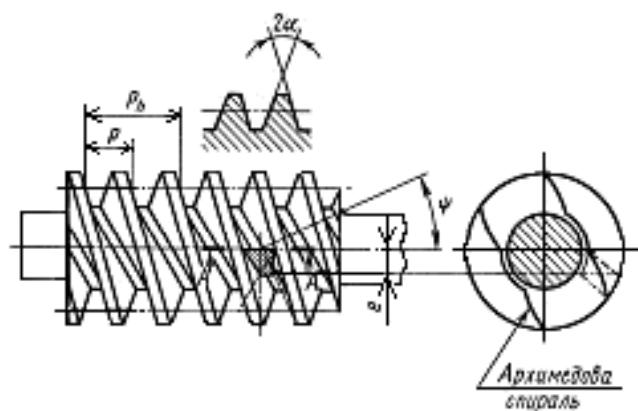


Рисунок 2.5.4 Архимедов червяк

Основные геометрические соотношения в червячной передаче

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес. В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса. Значения расчетных модулей m выбирают из ряда: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 мм.

Основные геометрические размеры червяка (рис. 2.5.6):

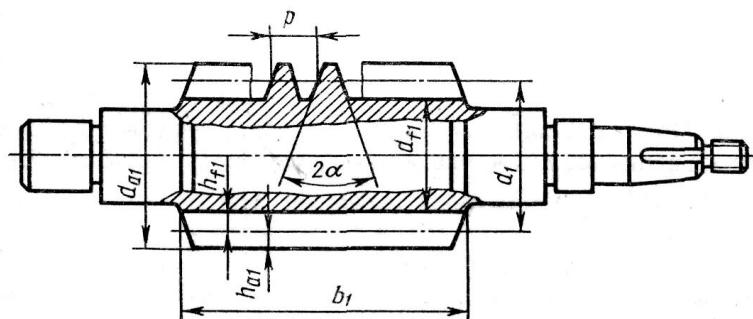


Рисунок 2.5.6 Геометрические параметры червяка

угол профиля витка в осевом сечении $2a = 40^\circ$

$$\text{расчетный шаг червяка} \quad p = \pi m \quad (2.5.1),$$

$$\text{откуда расчетный модуль} \quad m = p/\pi \quad (2.5.2),$$

$$\text{ход витка} \quad p_h = p \cdot z_1 \quad (2.5.3),$$

где z_1 — число витков червяка;

$h_{a1} = h_{a2} = m$ - высота головки витка червяка и зуба колеса;

$h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$ - высота ножки витка червяка и зуба колеса;

$d_1 = q \cdot m$ - делительный диаметр червяка, т. е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины,

где q — число модулей в делительном диаметре червяка или коэффициент диаметра червяка.

Чтобы червяк не был слишком тонким, q увеличивают с уменьшением m . Тонкие червяки при работе получают большие прогибы, что нарушает правильность зацепления. Значения коэффициентов диаметра q выбирают из ряда: 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0. Длина нарезанной части червяка зависит от числа витков.

Основные геометрические размеры червячного колеса (рис. 2.5.7)

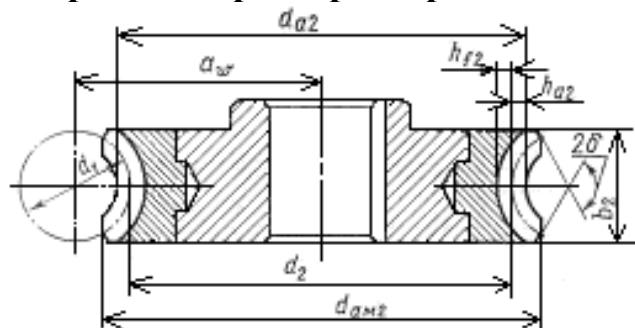


Рисунок 2.5.7 Геометрические параметры червячного колеса

диаметр вершин витков	$d_{a1}=d_1+2h_1=d_1+2m$	(2.5.4),
диаметр впадин витков	$d_{f1}=d_1-2h_{f1}=d_1-2,4m$	(2.5.5),
делительный диаметр	$d_2=mz_2$	(2.5.6),
диаметр вершин зубьев	$d_{a2}=d_2+2m(1,2-x)$	(2.5.7),
диаметр впадин колеса	$d_{f2}=d_2-2m(1,2-x)$	(2.5.8)
межосевое расстояние — главный параметр червячной передачи		
	$a_w=0,5(d_1+d_2+2*xm)$	(2.5.9),

где $\chi = \pm 1$ - коэффициент смещения инструмента,
наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1+2) \quad (2.5.10).$$

Ширина венца червячного колеса зависит от числа витков червяка:
В ГОСТе рекомендуются сочетания параметров z_1, z_2, q, m , обеспечивающие
при стандартных межосевых расстояниях a_ω получение различных
передаточных чисел и..

Конструктивные элементы червячной передачи

Для обеспечения жесткости червяка в большинстве случаев червяк изготавливают как целое с валом.

Для экономии бронзы зубчатый венец червячного колеса изготавливают отдельно от чугунного или стального диска:

1) колесо с напрессованным венцом. Эта конструкция применяется при небольшом диаметре колес в мелкосерийном производстве (рис. 2.5.8).

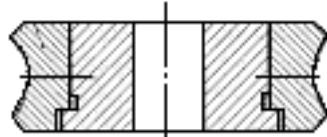


Рисунок 2.5.8 Колесо с напрессованным венцом

2) колесо с привернутым венцом. Такую конструкцию применяют при диаметрах колеса более 400мм (рис.2.5.9)

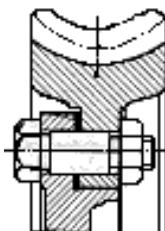


Рисунок 2.5.9 Колесо с привернутым венцом

3) колесо с венцом, отлитым на стальном центре. Эту конструкцию применяют в серийном и массовом производстве (рис. 2.5.10)

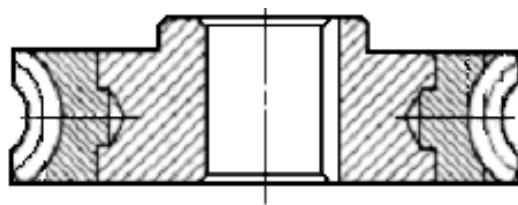


Рисунок 2.5.10 Колесо с отлитым венцом

Контрольные вопросы

1. По какому принципу осуществляется движение в червячной передаче?
2. Почему червячные передачи не рекомендуется применять при больших мощностях?
3. Назовите достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми.
4. По каким признакам классифицируют червячные передачи?
5. Какой модуль в червячной передаче является расчетным?
6. Почему в большинстве случаев червяк изготавливают как одно целое с валом?
7. Почему зубчатый венец червячного колеса изготавливают отдельно от чугунного или стального диска?

Лекция № 13

Тема 2.5 Червячные передачи. Кинематика червячной пары. Материалы червячной пары. Критерии работоспособности червячной передачи

В результате изучения обучающийся должен знать:

- материалы, используемые для изготовления червяков и червячных колес;
- силы в зацеплении;
- виды разрушения зубьев червячных колес.

Содержание лекции

Скорость скольжения в передаче. Передаточное число

Силы в зацеплении

Материалы червячной пары

Виды разрушения зубьев червячных колес

Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес

Скорость скольжения в передаче. Передаточное число

Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса рис. 2.5.11. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка и определяется из параллелограмма скоростей

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \varphi} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \varphi} = \frac{u \omega_2 d_1}{2 \cos \varphi} \quad (2.5.11).$$

Как видно из формулы, всегда $v_s > v_1$. Большое скольжение в червячной передаче повышает изнашиваемость зубьев червячного колеса, увеличивает склонность к заеданию.

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

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 \quad (2.5.12),$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка и колеса;

z_1 и z_2 — число витков червяка и число зубьев колеса.

На практике в силовых передачах применяют червяки с числом витков $z_1 = 1; 2; 4$. С увеличением z_1 возрастают технологические трудности изготовления передачи и увеличивается число зубьев червячного колеса z_2 . Число витков червяка z_1 зависит от передаточного числа u .

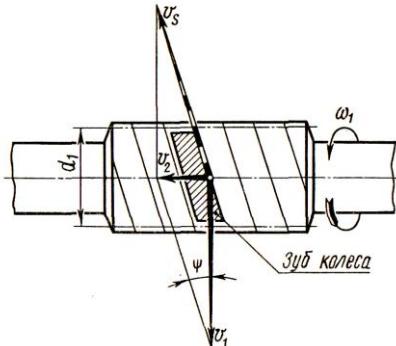


Рисунок 2.5.11 Схема определения скорости скольжения в червячной передаче

Во избежание подреза основания ножки зуба в процессе нарезания зубьев принимают $z_2 \geq 26$. Оптимальным является $z_2 = 40\dots60$. Диапазон передаточных чисел в этих передачах $u = 10\dots80$.

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 П по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда F_n раскладывают по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие F_{t1}, F_{r1}, F_{a1} рис. 2.5.12. Для ясности изображения сил, червячное зацепление раздвинуто.

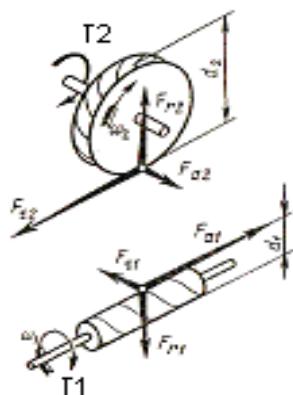


Рисунок 2.5.12 Схема сил, действующих в червячном зацеплении

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1}

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2 \quad (2.5.13),$$

где T_2 — врачающий момент на червячном колесе.

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

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u\eta d_1} = \frac{F_{t2} z_1}{q\eta} \quad (2.5.14),$$

где T_1 — вращающий момент на червяке; η — к.п.д. передачи.

Радиальная сила на червяке F_{r1} численно равна радиальной силе на колесе F_{r2}
 $F_{r1}=F_{r2}=F_t \operatorname{tg} \alpha$ (2.5.15).

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка. Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в сторону, противоположную вращению червяка.

Материалы червячной пары

Червяк и колесо должны образовывать антифрикционную пару, обладать высокой прочностью, износостойкостью и сопротивляемостью заеданию ввиду значительных скоростей скольжения в 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 НКС_Э. 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 НКС_Э.

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

При высоких скоростях скольжения ($U_s = 5...25$ м/с) и длительной работе рекомендуются оловянные бронзы марок БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, которые обладают хорошими противозадирными свойствами. При средних скоростях скольжения ($U_s = 2...5$ м/с) применяют алюминиевую бронзу марки БрА9Ж3Л. Эта бронза обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому применяется в паре с закаленными до твердости ≥ 45 НКС_Э шлифованными и полированными червяками. В отдельных случаях ее применяют до $U_s = 8$ м/с. При малых скоростях скольжения ($U_s < 2$ м/с) червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12 СЧ15 и др. При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения по эмпирическое формуле

$$u_s \approx \frac{4,3\omega_2 u}{10^3} \sqrt[3]{T_2} \quad (2.5.16).$$

Практика показала, что срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок. Большее сопротивление изнашиванию оказывают зубья венцов, отлитых центробежным способом. Для наиболее распространенных материалов венцов червячных колес механические характеристики приведены.

Виды разрушения зубьев червячных колес

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, встречающиеся в зубчатых передачах, т. е. усталостное выкрашивание, изнашивание, заедание и поломка зубьев. Из перечисленного наиболее редко встречается поломка зубьев колеса. В передачах с колесами из оловянных бронз (мягкие материалы) усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колеса наиболее опасно. Возможно и заедание, которое проявляется в намазывании бронзы на

червяк; сечение зуба постепенно уменьшается, при этом передача может еще продолжать работать длительное время. Заедание в венцах колес из твердых бронз (алюминиевых) переходит в задир с последующим катастрофическим изнашиванием зубьев колеса частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка. Этот вид разрушения зубьев встречается наиболее часто. Для предупреждения заедания рекомендуется тщательно обрабатывать поверхности витков и зубьев, применять материалы с высокими антифрикционными свойствами.

Изнашивание зубьев колес червячных передач зависит от степени загрязненности масла, точности монтажа, частоты пусков и остановок, а также от значений контактных напряжений.

Излом зубьев червячных колес происходит в большинстве случаев после изнашивания.

Допускаемые напряжения для материалов венцов червячных колес

Допускаемые напряжения вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, твердости витков червяка, скорости скольжения и ресурса.

1. Допускаемые контактные напряжения для оловянных бронз (БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 и др.) определяют из условия сопротивления усталостному выкашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma]_H = K_{Hl} C_u [\sigma] \quad (2.5.17),$$

где K_{Hl} — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность, N — число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы передачи

C_u — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зуба колеса в зависимости от скорости скольжения Us :

Us м/с.....5 6 7 >8

C 0,95 0,88 0,83 0,80

допускаемое контактное напряжение, соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений 10^7 ,

$$[\sigma]_{HO} = (0,75.....0,9)\sigma_b$$

предел прочности бронзы при растяжении большие значения но принимают для червяков с твердостью витков $>45\text{НКС}_3$.

2. Допускаемые контактные напряжения для безоловянных бронз и латуней (БрАЭЖЗЛ, ЛЦ23А6ЖЗМц2 и др.) определяют из условия сопротивления заеданию. Большие значения принимают для червяков с твердостью витков 45НКС_3 .

3. Допускаемые контактные напряжения для чугунов (СЧ12, СЧ15 и др.) определяют из условия сопротивления заеданию.

Для всех червячных передач (независимо от материала зуба колеса) при расположении червяка вне масляной ванны значения уменьшают на 15%.

Экспериментом установлено, что изгибная прочность зубьев колеса зависит от материала, ресурса и характера нагрузки.

Контрольные вопросы

1. По какой формуле определяется передаточное число червячной передачи?
2. Из каких соображений выбирают число витков червяка?
3. Почему в червячной передаче возникает скольжение и как оно влияет на работу передачи?
4. Каково минимальное число зубьев червячного колеса?
5. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо, как вычисляются их значения?
6. Какой диапазон передаточных чисел для червячной передачи?
7. Из каких материалов изготавливают червяки и венцы червячных колес?
8. Назовите факторы, влияющие на выбор материала червячной пары.
9. Назовите виды разрушений червячных колес.
10. Какой вид разрушения зубьев встречается наиболее часто?

Лекция № 14

Тема 2.5 Червячные передачи. Расчет на прочность червячных передач

В результате изучения обучающийся должен знать:

- основные критерии расчета червячной передачи на прочность;
- особенности прочностного расчета червячной передачи на прочность;
- коэффициент полезного действия червячной передачи.

Содержание лекции

Расчет на прочность червячных передач

Расчет по контактным напряжениям

Расчет по напряжениям изгиба

К.п.д. червячных передач

Тепловой расчет

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 σ_u (рис. 2.5.13). 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:

$$\sigma_u = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2} K} \leq [\sigma_u] \quad (2.5.18),$$

где $[\sigma_n]$ - расчетное контактное напряжение для поверхностей зубьев и витков в зоне зацепления, Н/мм²,
 d_1, d_2 - диаметры червяка и колеса, мм;
 F_{t2} - окружная сила на червячном колесе, Н,
 $K = K_\beta \cdot K_v$ - 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 $v_2 \geq 3 \text{ м/с}$ - $K=1,1\dots1,3$).

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

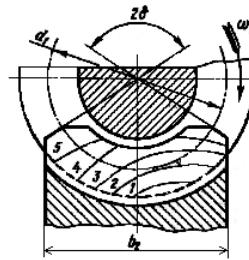


Рисунок 2.5.13 Схема расположения контактных линий (1...5) в процессе зацепления червячной пары.

Если в формуле для расчета контактных напряжений (2.5.18) подставить значения $d_1 = q \cdot m$, $d_2 = m z_2$, $m = \frac{2a_\omega}{(z_2 + q)}$, $q \approx \frac{z_2}{4}$, $K=1$, то получим формулу проектировочного расчета червячных передач:

$$a_\omega \geq 61^3 \sqrt{T_2 / [\sigma]_H^2} \quad (2.5.19),$$

где a_ω - межосевое расстояние в мм,

T_2 - врачающий момент на червячном колесе в Н·мм.

Если червячная передача должна быть стандартной, то полученное расчетным путем значение a_ω округляют в большую сторону до стандартного значения, которому соответствуют определенные m , q , z_1 , z_2 .

Для нестандартных червячных передач полученное значение округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

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:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_F \quad (2.5.20),$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зубьев червячного колеса;

Y_{F_2} - коэффициент формы зуба колеса, который выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi}$, где ψ - делительный угол подъема линии витка. Витки червяка на изгиб как правило не проверяются, так как они более прочны, чем зубья колеса.

К.п.д. 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 к.п.д. червячной передачи учитывает потери соответственно в подшипниках, зубчатом зацеплении, винтовой паре, а также на размешивание и разбрызгивание масла.

На к.п.д. 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 к.п.д., 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 к.п.д. передачи. Рекомендуется $z_1=4$ при $u=8-15$, $z_1=2$ при $u=15-30$, $z_1=1$ при u более 30

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_o :

$$P_1 = T_2 \omega 2 / \eta \quad (2.5.21).$$

Количество теплоты, выделяющееся в непрерывно работающей передаче в одну секунду $Q_o = K_T \cdot (t_m - t_B) \cdot A \quad (2.5.22)$,

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 $t_B = 20^\circ C$; t_m — температура масла в корпусе передачи, $^\circ C$;

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 $K_T = 12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. 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

$$t_m = t_B + \frac{(1-\eta)P_1}{K_T A} \leq [t]_M. \quad (2.5.23)$$

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

Контрольные вопросы

1. По какой формуле проводят проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб?
2. Что учитывает коэффициент нагрузки K , от чего он зависит?
3. Как вычисляют к.п.д. червячной передачи? Назовите основные факторы, влияющие на к.п.д.
4. Почему в червячных передачах опасен перегрев?
5. В чем сущность теплового расчета червячных передач?
6. Назовите способы охлаждения червячных передач.

Лекция № 15

Тема 2.6 Ремённые передачи

В результате изучения обучающийся должен знать:

- разновидности ременных передач;
- типы ремней;
- критерии работоспособности ременной передачи;
- основы силового расчета ременной передачи.

Содержание лекции

Общие сведения

Область применения ременных передач

Классификация ремённых передач

Достоинства ремённых передач

Недостатки ремённых передач

Типы ремней

Геометрические соотношения в ременной передаче

Силы в передаче. Передаточное отношение

Напряжения в ремне

Долговечность ремня

Общие сведения

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем рис.2.6.1. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего.

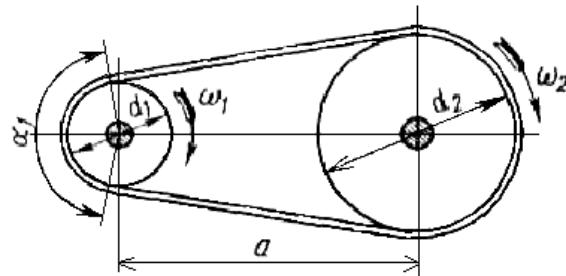


Рисунок 2.6.1 Геометрические параметры ременной передачи

Область применения ременных передач

Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние a должно быть достаточно большим, а передаточное число и 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 доходить 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 ремённых передач

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи (рис.2.6.2) бывают:

- 1) плоскоременные (рис.2.6.2.а),
- 2) клиноременные (рис.2.6.2.б),
- 3) круглоременные (рис.2.6.2.в),
- 4) поликлиноременные (рис.2.6.2.г).

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

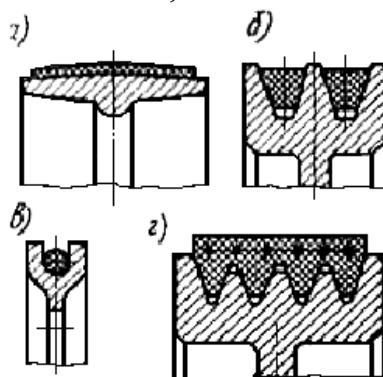


Рисунок 2.6.2 Формы поперечного сечения ремня

По расположению валов в пространстве:

- 1) передачи с параллельными валами: открытые рис.2.6.3.а, перекрёстные рис.2.6.3.б;
- 2) передачи со скрещивающимися валами – полуперекрёстные рис.2.6.3.в;
- 3) передачи с пересекающимися осями валов – угловые рис.2.6.3.г.

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

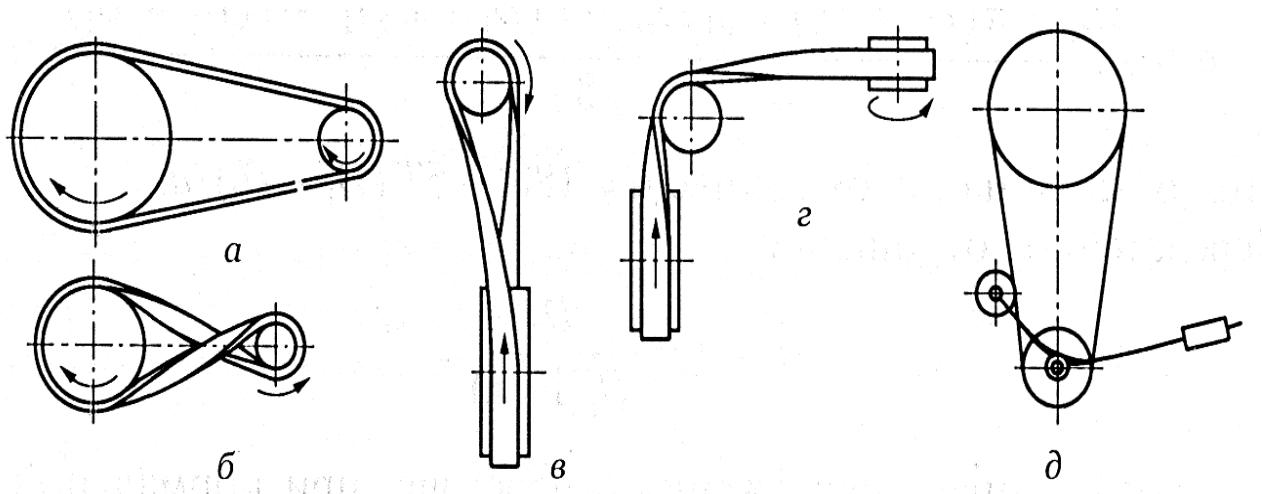


Рисунок 2.6.3 Схемы расположения валов ременных передач

Достоинства ремённых 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 ремённых 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 15м и высоких скоростях до 100м/с. Для плоскоременной передачи применяют следующие ремни:

- 1) кордошнуровые прорезиненные (рис.2.6.4) – большой диапазон мощностей и $v \leq 35\text{м/с}$;

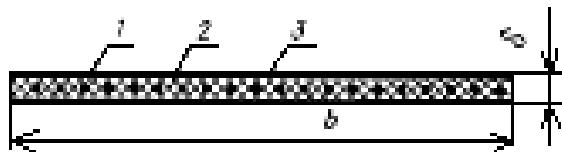


Рисунок 2.6.4 Кордошнуровый прорезиненный ремень

2) синтетические тканые (рис.2.6.5) (из капроновой ткани, покрытой полиамидной пленкой с высоким коэффициентом трения) – в быстроходных и сверхбыстроходных передачах из-за малой массы при $v \leq 100m/s$;



Рисунок 2.6.5 Синтетический тканый ремень

3) резинотканевые (рис.2.6.6) состоят из нескольких слоев ткани, связанных вулканизированной резиной – в передачах больших габаритов;



Рисунок 2.6.6 Резинотканевый ремень

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

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

Клинеременная передача благодаря повышенному сцеплению ремня и шкива передает большую мощность, допускает меньший угол обхвата на малом шкиве, следовательно, может иметь по сравнению с плоскоременной 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 (рис.2.6.7.а);
- 2) кордшнуровые (рис.2.6.7.б).

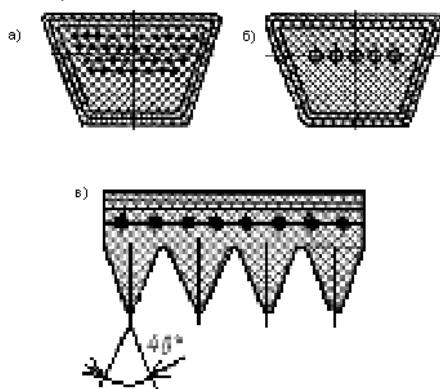


Рисунок 2.6.7 Виды клиновых ремней

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 (рис.2.6.7.в) сочетают достоинства плоских и клиновых ремней. Благодаря высокой гибкости они допускают применение шкивов малых диаметров., могут работать при $v \leq 40 \text{ м/с}$.

Зубчато-ременные передачи.

Зубчатые ремни (рис. 2.6.8) 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 100кВт, $v \leq 60 \text{ м/с}$.

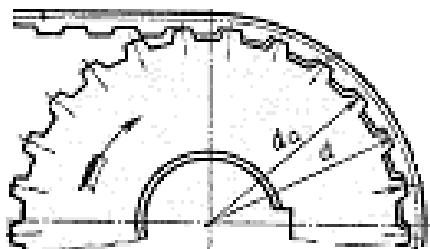


Рисунок 2.6.8 Передача зубчатым ремнем

Геометрические соотношения в ременной передаче

1. Межосевое расстояние a (рис. 2.6.1) определяется конструкцией привода для плоскоременных передач: $a \geq 1,5(d_2 + d_1)$ (2.6.1),
для клиноременных и поликлиноременных передач:

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h \quad (2.6.2),$$

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

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (2.6.3).$$

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

3. Угол обхвата ремнем малого шкива α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a \quad (2.6.4).$$

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 (рис. 2.6.9.a).

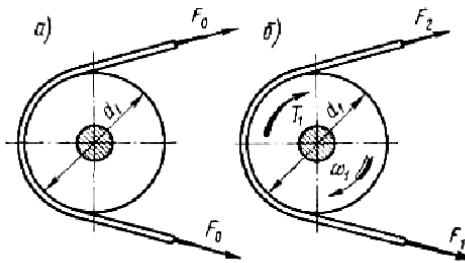


Рисунок 2.6.9 Силы в ветвях ремня

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 (рис. 2.6.9.б). Силы натяжения ветвей ремня F_n (рис. 2.6.10) нагружают валы и подшипники, что является недостатком ременных передач.

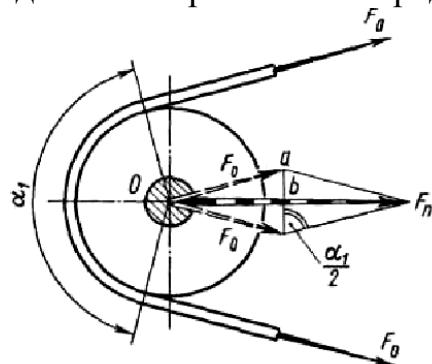


Рисунок 2.6.10 Схема для определения нагрузки на валы

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 отстает от шкива. Возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве натяжение ремня падает, и тоже возникает упругое скольжение. Упругое скольжение возникает в результате разности натяжений ведущей и ведомой ветви. По мере роста окружной силы $F_t = \frac{2T}{d}$, ремень начинает скользить по всей длине дуги обхвата, то есть по всей поверхности касания ремня с ведущим шкивом, то есть буксует. Ведомый шкив при этом останавливается, к.п.д. падает до нуля. Упругое скольжение характеризуется коэффициентом скольжения $\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$, который представляет потерю

скорости на шкивах, а, следовательно, непостоянство передаточного отношения. Поэтому передаточное число ременной передачи определяется по формуле:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} \quad (2.6.5).$$

Напряжения в ремне

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно. При огибании шкивов в ремне возникают напряжения изгиба σ_u (рис. 2.6.11). 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 δ к диаметру шкива D_1 в пределах 1/25...1/30.

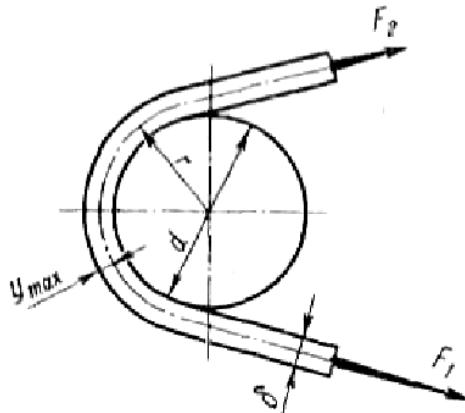


Рисунок 2.6.11 К изгибу ремня на шкиве

Критерии работоспособности ремённых передач

Основными критериями работоспособности ремённых передач являются
 1) тяговая способность – надёжность сцепления со шкивами,
 2) долговечность ремня, которая определяется в основном его сопротивлением усталости.

Тяговая способность ременной передачи обусловливается сцеплением ремня со шкивами. Исследуя тяговую способность, строят графики-кривые скольжения и к. п. д.; на их базе разработан современный метод расчета ременных передач.

Тяговая способность характеризуется кривыми скольжения и КПД передачи η от полезной нагрузки (окружной силы F_t), которую выражают через коэффициент тяги ψ , показывающий, какая часть предварительного натяжения ремня полезно используется для передачи нагрузки.

Кривые скольжения для всех типов ремней получают экспериментально рис.2.6.12.

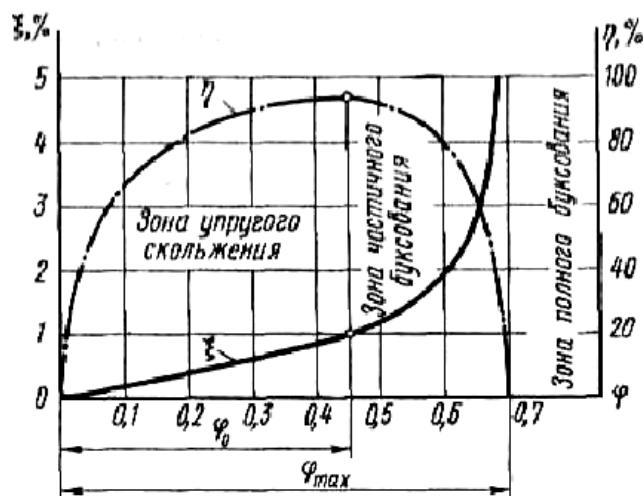


Рисунок 2.6.12 Кривые скольжения

По оси абсцисс откладывают нагрузку, выраженную через коэффициент тяги ϕ , а по оси ординат – коэффициент скольжения ξ и к.п.д. η . При постоянном натяжении постепенно повышают полезную нагрузку F_t , а следовательно, и коэффициент тяги ϕ и измеряют значение коэффициента ξ (точнее, v_1 и v_2), а также КПД передачи η . При возрастании коэффициента тяги ϕ от нуля до критического значения ϕ_0 наблюдается только упругое скольжение, которое пропорционально нагрузке, и кривая скольжения имеет прямолинейный участок. Передача работает нормально.

При дальнейшем увеличении коэффициента тяги от ϕ_0 до ϕ_{\max} к упругому скольжению добавляется частичное буксование. Нормальная работа передачи нарушается. Зона частичного буксования определяет способность передачи переносить кратковременные перегрузки, например при пуске. При предельном значении ϕ_{\max} наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается.

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 плоскоремённой передачи $\eta = 0,93 \dots 0,98$; для клино- и поликлинеремённой $\eta = 0,92 \dots 0,97$.

Долговечность ремня

Долговечность ремня определяется в основном его сопротивлением усталости, которое зависит не только от значений напряжений, но также и от частоты циклов напряжений, т. е. от числа изгибов ремня в единицу времени. Под влиянием циклического деформирования и сопровождающего его внутреннего трения в ремне возникают усталостные разрушения — трещины, надрывы. Ремень расслаивается, ткани перетираются. На сопротивление усталости ремня оказывает влияние и высокая температура, которая повышается от внутреннего трения в ремне и скольжения по шкивам. Для уменьшения напряжения изгиба рекомендуется выбирать возможно больший диаметр малого шкива d_1 , что благоприятно влияет на долговечность, а также и на тяговую способность передачи.

Расчёт на долговечность выполняют как проверочный. За основу создаваемых в настоящее время методов расчёта ремней на долговечность принято уравнение наклонного участка кривой усталости

$$\sigma_{\max}^m N_{\Sigma} = C \quad (2.6.6),$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение цикла; C – опытная постоянная, N_{Σ} – число циклов нагружения за полный срок службы (до усталостного разрушения).

Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня:

$$U = v / L_p \leq [U] \quad (2.6.7),$$

где U – действительная частота пробегов ремня,

с^{-1} v – скорость ремня, м/с; L_p – длина ремня, м;

$[U]$ – допускаемая частота пробегов ремня, с^{-1} , при которой не появляется признаков усталостного разрушения.

Установлены ограничения на допускаемую частоту пробегов ремня:
для резинотканевых ремней $[U] \leq 3 \dots 5 \text{ с}^{-1}$,
для синтетических $[U] \leq 50 \text{ с}^{-1}$;
для клиновых и полуклиновых $[U] \leq 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$. Если $U > [U]$, то увеличивают L_p .

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 от других ременных передач?
7. Для чего в передаче создают предварительное натяжение ремня?
8. В чем сущность упругого скольжения ремня на шкивах, чем оно характеризуется?
9. По какой формуле определяется передаточное число ременной передачи?
10. Какие напряжения возникают в ремне при его работе?
11. Какая ветвь ремня более нагружена и почему?
12. Почему при проектировании ременных передач следует избегать минимальных диаметров шкивов?
13. Какое соотношение толщины ремня δ к диаметру шкива D_1 желательно соблюдать?
13. Что является основными критериями работоспособности ременных передач?
14. От каких факторов зависит долговечность ремня?
15. Какое влияние оказывает величина угла обхвата на работу ременной передачи, в каких рекомендуемых пределах он должен находиться?

Лекция № 16

Тема 2.7 Цепные передачи

В результате изучения обучающийся должен знать:

- типы приводных цепей;
- основные параметры цепных передач;
- критерии работоспособности;
- метод расчета цепных передач.

Содержание лекции

Назначение и область применения цепных передач

Достоинства цепных передач

Недостатки цепных передач

Классификация цепей

Геометрические соотношения и передаточное число цепной передачи

Критерии работоспособности цепных передач

Назначение и область применения цепных передач

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. 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 15м/с. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек и огибаемой их приводной цепи. К.П.Д. передачи зависит от потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и на перемешивание масла при смазывании погружением - $\eta = 0,92...0,96$.

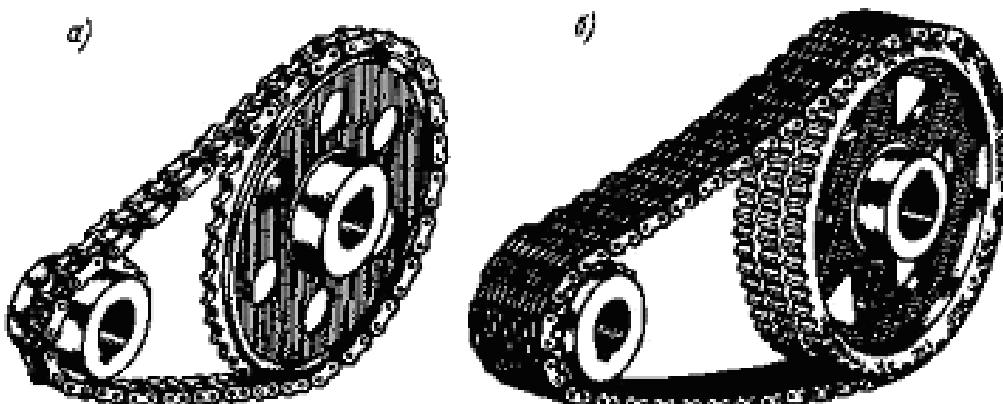


Рисунок 2.7.1 Цепная передача роликовой цепью а), зубчатой цепью б)

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 обеспечить большее передаточное отношение, чем ремённая 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 звёздочек.

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 изготавляются специализированными заводами.

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

Роликовые цепи рис.2.7.2 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. На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекатывается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от изнашивания. Роликовые цепи имеют широкое распространение.

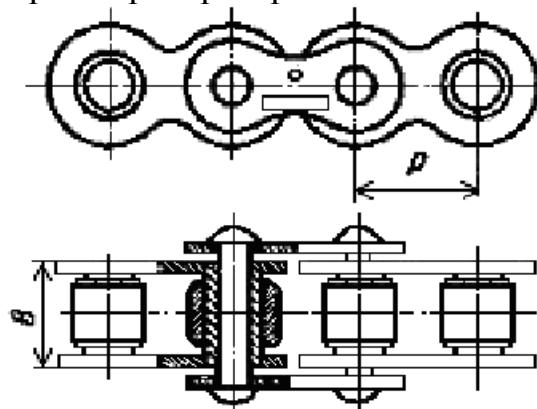


Рисунок 2.7.2 Роликовая цепь

Втулочные цепи рис. 2.7.3 по конструкции аналогичны предыдущим, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах.

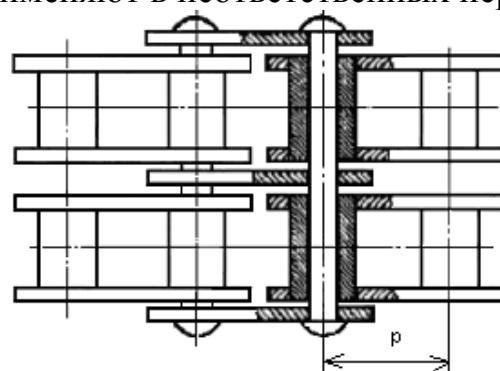


Рисунок 2.7.3 Втулочная цепь

Зубчатые цепи состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой. Число пластин определяет ширину цепи В рис. 2.7.4, которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60°, которыми каждое

звено цепи садится на два зуба звездочки. Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости.

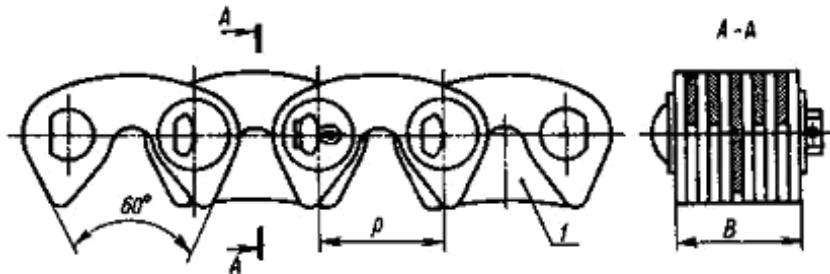


Рисунок 2.7.4 Зубчатая цепь

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

Передаточное число цепной передачи: $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам.

- Геометрические соотношения и передаточное число цепной передачи**
- 1) шаг « p » цепи является основным параметром цепной передачи. Он принимается по ГОСТу. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи. Но при этом сильней 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: $a = (30...50)p$

- 3) длина цепи $l_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$ (2.7.1),

ее измеряют числом шагов или звеньев. Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание, для чего межосевое расстояние уменьшают на $(0,002\dots0,004)a\dots$

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 расчёте предварительно определяют шаг цепи по формуле:

$$p \geq 2,8 \sqrt{\frac{K_3 T_1}{z_1 [p_u] m}} \quad (2.7.2),$$

где $K_3 = K_d K_c K_0 K_{per} K_p$ коэффициент эксплуатации;

K_d – коэффициент динаминости;

K_c – коэффициент смазывания передачи;

K_0 – коэффициент наклона передачи к горизонту;

K_{per} – коэффициент способа регулирования;

K_p – коэффициент режима нагрузки;

T_1 – вращающий момент на ведущей звёздочке;

$[p]$ – допускаемое среднее давление в шарнире;

m – число рядов цепи;

$z_1 = 29 - 2i$ – минимальное число зубьев ведущей звёздочки цепи.

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

$$p_u = \frac{F_t K_3}{A} \leq [p_u] \quad (2.7.3),$$

где $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ – окружная сила,

d_1 – делительный диаметр звездочки;

$A = d_0 B$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира,

d_0 – диаметр оси рис. 2.7.5,

B – длина втулки

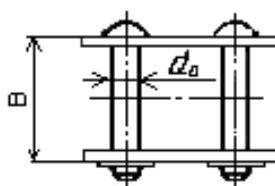


Рисунок 2.7.5 К расчету цепи

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными передачами?
2. Где применяют цепные передачи?
3. Назовите основные типы приводных цепей. Какие из них получили наибольшее распространение?
4. Почему при высоких скоростях рекомендуют применять цепи с малым шагом?
5. Почему ограничивают минимальное число зубьев малой звездочки и максимальное число зубьев большой звездочки?
6. Что является основным параметром цепной передачи?
7. Чем производится регулировка натяжения цепи?
8. Что является основным критерием работоспособности цепных передач?
9. От чего зависит коэффициент эксплуатации цепной передачи?

Лекция № 17

Тема 2.8 Редукторы

В результате изучения обучающийся должен знать:

- назначение, область применения;
- основные типы редукторов.

Содержание лекции

Общие сведения.

Назначение редукторов

Основные типы редукторов

Общие сведения. Назначение редукторов

Редуктор – это механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, заключённый 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 – разбрзгиванием 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 колёс 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.

Одноступенчатые цилиндрические редукторы горизонтальные рис. 2.8.1 и вертикальный рис.2.8.2 имеют, как правило, косозубое зацепление. Передаточное число таких редукторов $i < 8$.

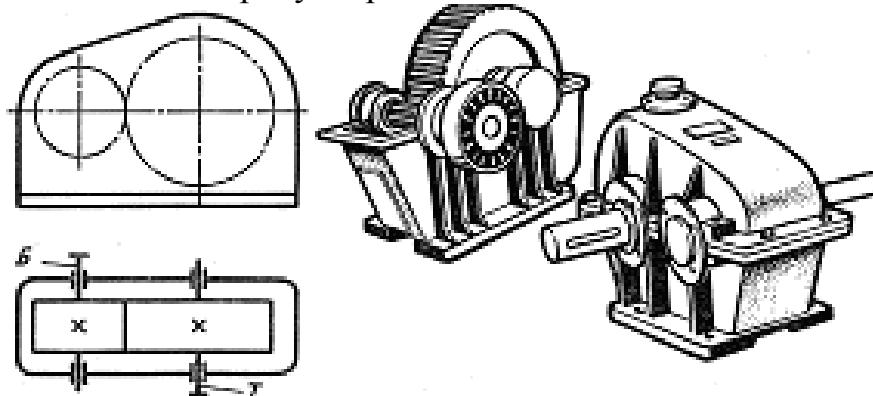


Рисунок 2.8.1 Одноступенчатые цилиндрические редукторы горизонтальные

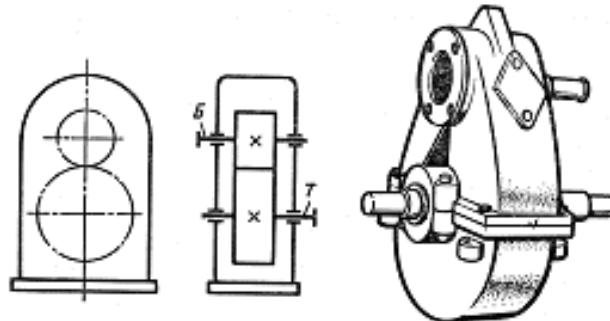


Рисунок 2.8.2 Одноступенчатый цилиндрический редукторы вертикальный

Двухступенчатые цилиндрические редукторы рис.2.8.3 – горизонтальный, рис. 2.8.4– вертикальный. Передаточное число $i = 8 \dots 40$

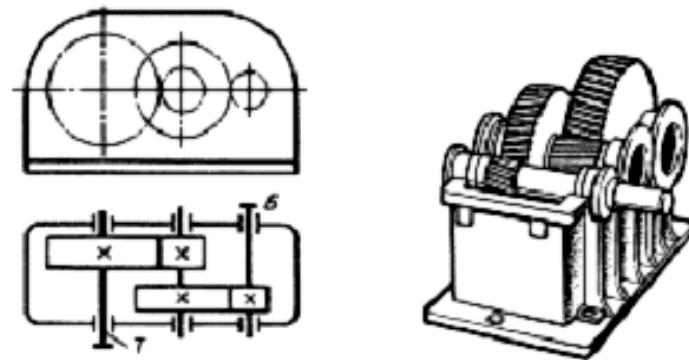


Рисунок 2.8.3 Двухступенчатый цилиндрический редуктор горизонтальный

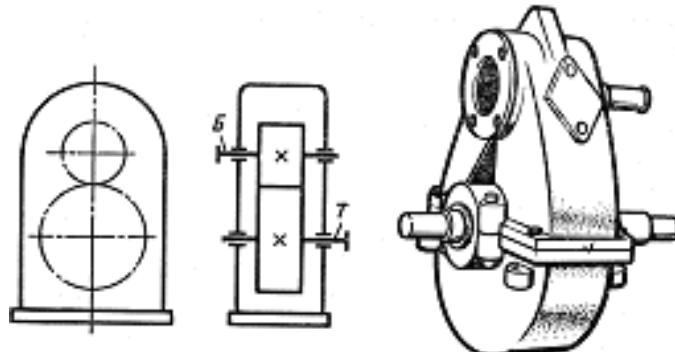


Рисунок 2.8.4 Двухступенчатый цилиндрический редуктор вертикальный

Трёхступенчатые цилиндрические редукторы. Эти редукторы выполняют преимущественно на базе горизонтальной схемы. Диапазон передаточных чисел $i = 31,5 \dots 180$.

Конические редукторы рис.2.8.5 применяют, когда необходимо передавать вращающий момент между валами со взаимно перпендикулярным расположением осей. Передаточное число таких редукторов $i \leq 5$.

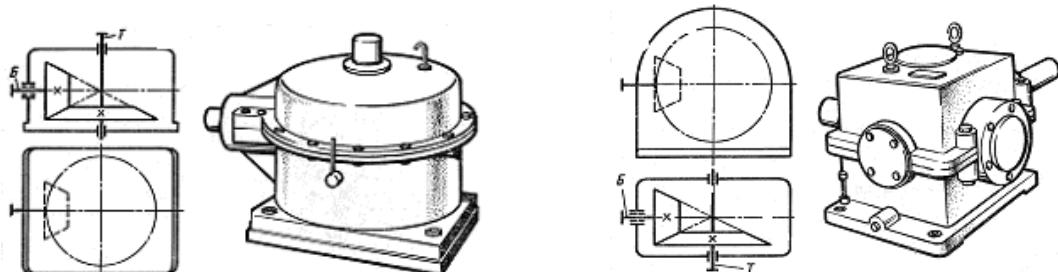


Рисунок 2.8.5 Конические редукторы

Коническо-цилиндрические редукторы рис.2.8.6 независимо от числа ступеней и компоновки выполняют с быстроходной конической ступенью. Передаточное число $i = 8 \dots 31,5$.

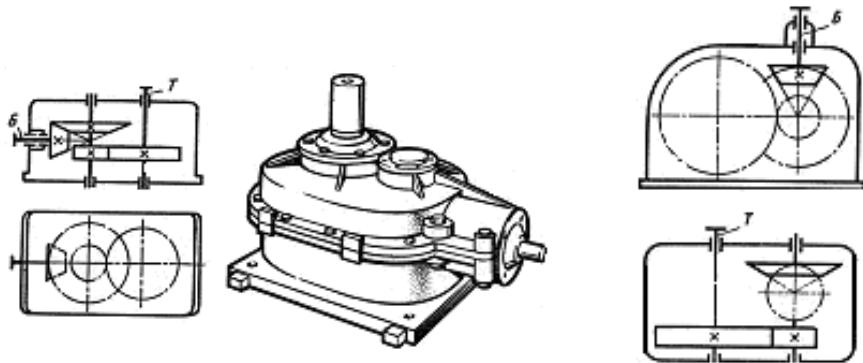


Рисунок 2.8.6 Коническо-цилиндрические редукторы

Червячные редукторы вследствие низкого КПД и меньшего ресурса, чем у зубчатых редукторов, не рекомендуется применять их в машинах непрерывного действия. Компоновочные возможности ограничены и сводятся к трём основным схемам редукторов: с нижним, верхним и боковым расположением червяка рис 2.8.7. Выбор схемы редуктора обычно диктуется удобством компоновки привода в целом. Диапазон передаточных чисел $i = 8 \dots 80$, рекомендуется $i \leq 63$.

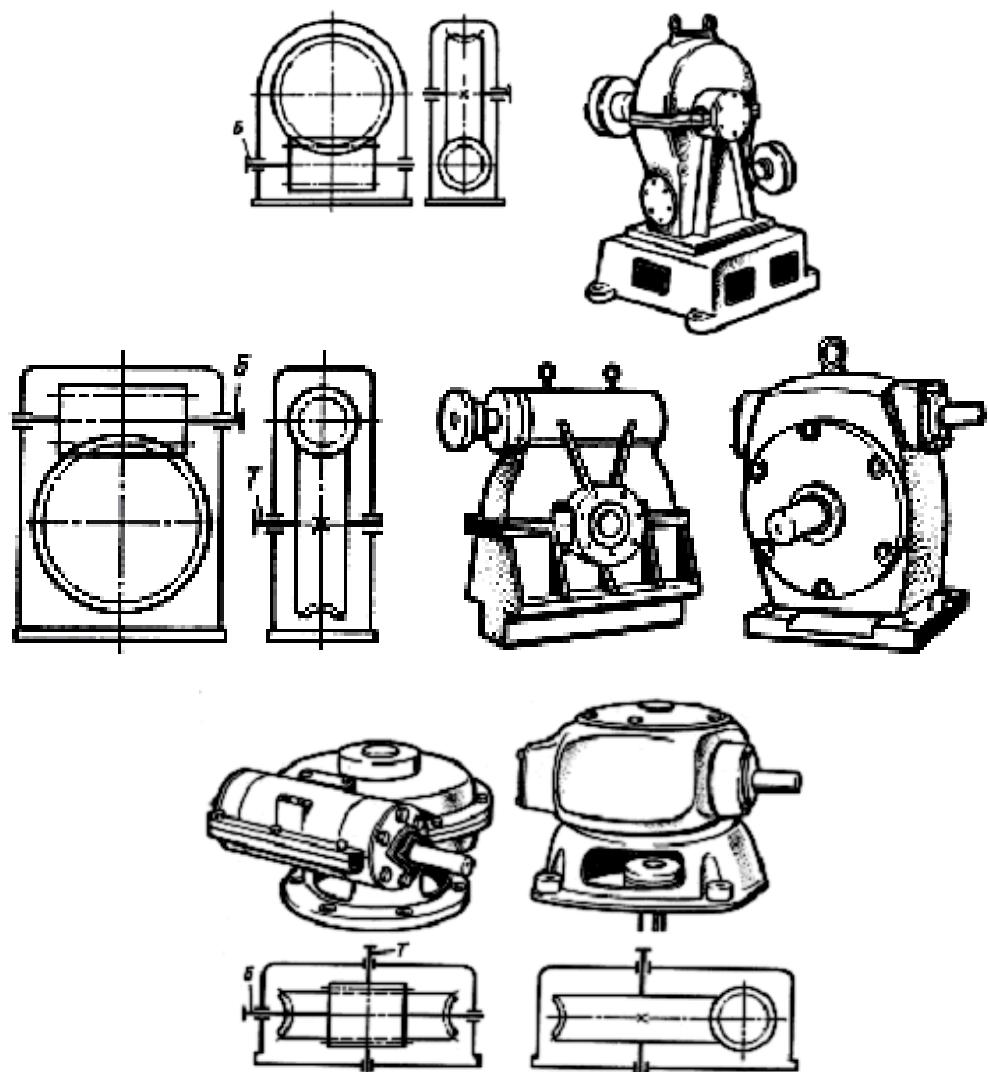


Рисунок 2.8.7 Червячные редукторы

Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор рис.2.8.8 имеет червячную быстроходную ступень и одну червячно-цилиндрическую или две червячно-цилиндрические ступени с параметрами редуктора развернутой схемы. Редукторы имеют большое передаточное число и низкий уровень шума. Червяк обычно располагают внизу, что вызвано условиями смазывания зацепления, расположением подшипников червяка и условиями сборки.

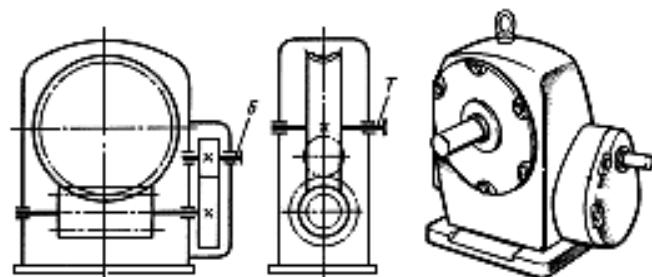


Рисунок 2.8.8 Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор

Мотор-редукторы представляют собой агрегат, в котором объединены электродвигатель и редуктор. Это делается с целью уменьшения габаритов привода и улучшения его внешнего вида.

Планетарные редукторы позволяют получить большое передаточное число при малых габаритах. По конструкции они сложнее вышеописанных редукторов. Наиболее распространен простой планетарный зубчатый редуктор рис. 2.8.9.

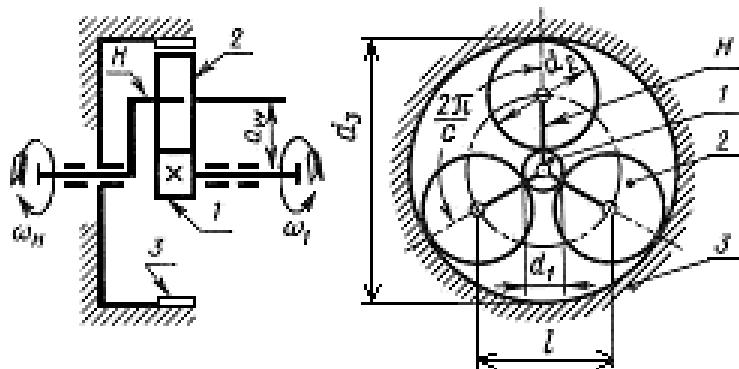


Рисунок 2.8.9 Планетарный редуктор

Волновые редукторы являются разновидностью планетарных редукторов. Для обозначения передач используются прописные буквы русского алфавита: Ц – цилиндрическая, К – коническая, Ч – червячная, П – планетарная, В – волновая.

Если в редукторе две или более одинаковых передач, то после буквы ставится соответствующая цифра. Пример: Ц (рис.2.8.1, 2.8.2); Ц2 (рис.2.8.3); КЦ (рис.2.8.6); Ч (рис.2.8.7); ЦЧ (рис.2.8.8). Если все валы редуктора находятся в вертикальной плоскости, то к обозначению добавляется индекс В. Если ось быстроходного вала вертикальна, то добавляется индекс Т, если ось быстроходного вала горизонтальна, то – индекс Б. КЦ_т, К_бЦ (рис.2.8.6).

Контрольные вопросы

1. Что называется редуктором и каково его назначение в приводе машины?
2. По каким признакам классифицируются редукторы?
3. Когда применяют мотор-редукторы?
4. Какие редукторы получили широкое распространение в машиностроении и почему?

Лекция № 18

Раздел 3. Валы. Оси. Опоры. Муфты.

Тема 3.1 Валы и оси

В результате изучения обучающийся должен знать:

- материалы валов и осей;
- конструктивные элементы валов и осей;
- основы конструирования валов и осей;
- критерии работоспособности валов и осей.

Содержание лекции

Основные понятия

Классификация валов и осей

Материалы, применяемые для изготовления валов и осей

Конструктивные элементы валов и осей

Рекомендации по конструированию валов и осей

Критерии работоспособности валов и осей

Основные понятия

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают 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

Виды валов:

- 1) коренные,
- 2) шпиндельные,
- 3) трансмиссионные.

По форме геометрической оси валы бывают:

- 1) прямые, 2) коленчатые; 3) гибкие.

По типу сечения валы бывают:

- 1) сплошные; 2) полые.

Оси бывают вращающиеся и неподвижные.

Прямые валы и оси изготавливают гладкими или ступенчатыми. Образование ступеней связано с различной напряженностью отдельных сечений, а также с условиями изготовления и сборки.

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 высоконапряжённых валов ответственных машин применяют легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА. Для осей обычно применяют сталь углеродистую обычного качества. Заготовки валов и осей – это круглый прокат или специальные поковки.

Конструктивные элементы валов и осей

Опорная часть вала или оси называется *цапфой* (рис.3.1.1).

Шипом 1 называется цапфа, расположенная на конце вала и передающая преимущественно радиальную нагрузку.

Шейкой 2 называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси.

Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими, коническими, сферическими.

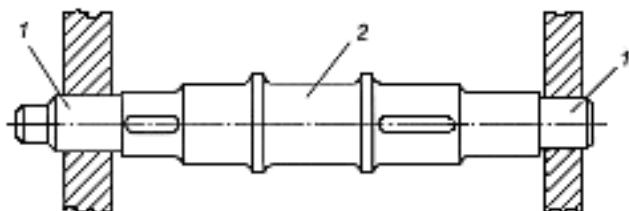


Рисунок 3.1.1 Конструктивные элементы вала

Опорами для шипов и шеек служат подшипники.

Пяты рис. 3.1.2.а, 3.1.2.б называют цапфу, передающую осевую нагрузку.

Опорной частью для пяты является *подпятник* рис.3.1.2.в.

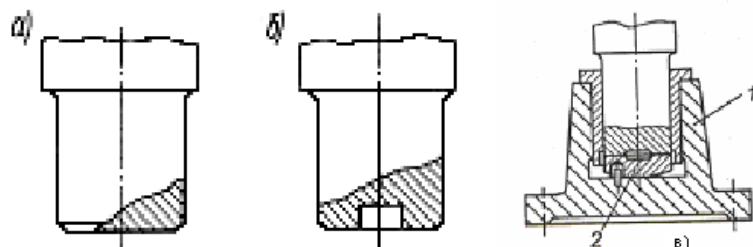


Рисунок 3.1.2 Пяты

Кольцевое утолщения вала, составляющее с ним одно целое, называется *буртиком* (рис.3.1.3).



Рисунок 3.1.3

Переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей, называется *заплечником* (рис. 3.1.4).

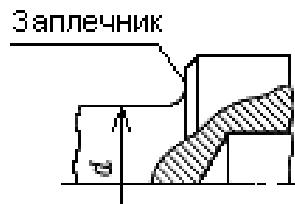


Рисунок 3.1.4

Переходные участки между двумя ступенями валов выполняют канавкой (поднутрением) или галтелью (рис. 3.1.5). Криволинейную поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему называют *галтелью* рис. 3.1.5.б. Галтель вала, углубленную за плоскую часть заплечника, называют *поднутрением* рис. 3.1.5.а. Галтели способствуют снижению концентрации напряжений.

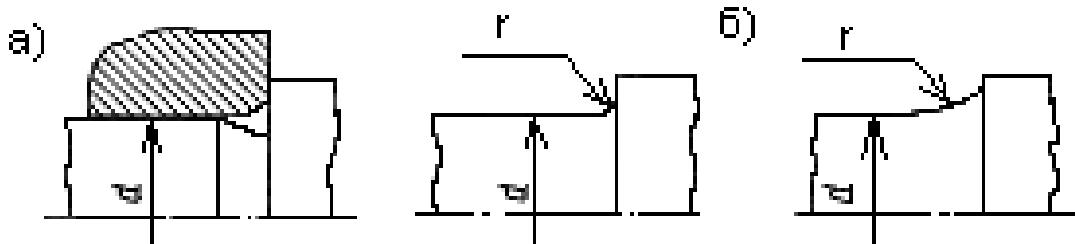


Рисунок 3.1.5 Переходные участки вала

Рекомендации по конструированию валов и осей

Валы и оси следует конструировать по возможности гладкими с минимальным числом уступов. Каждая насаживаемая на вал или ось деталь должна свободно проходить до своей посадочной поверхности. Торцы валов и осей и их уступы выполняют с фасками (рис. 3.1.2, 3.1.4) для удобства насадки деталей. Для увеличения изгибной жесткости валов и осей насаживаемые детали располагают ближе к опорам. Для повышения несущей способности валов и осей их поверхность подвергают упрочнению.

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.

Контрольные вопросы

1. Какие детали называют валами и осями?
2. Какие деформации испытывают валы и оси?
3. Как классифицируют валы и оси?
4. Что называют цапфой, шипом, шейкой, пятой?
5. Какие материалы используют для изготовления валов и осей?
6. Что называют галтелью, заплечником, поднутрением, для чего они служат?
7. Что является критерием работоспособности валов и осей?

Лекция № 19

Тема 3.1 Валы и оси. Расчеты валов и осей

В результате изучения обучающийся должен знать:

- виды расчетов валов и осей;
- составлять расчетную схему;
- выполнять расчеты валов и осей на прочность и жесткость.

Содержание лекции

Расчёты валов и осей

Алгоритм проверочного расчета вала

Расчёты валов и осей

Основным критерием работоспособности валов и осей являются сопротивление усталости материала и жёсткость. Расчёт валов выполняется в два этапа: предварительный (проектный) и окончательный (проверочный).

Проектировочный расчёт вала выполняют как условный расчёт только на кручение для ориентировочного определения посадочных диаметров. Исходя из условия прочности на кручение

$$\tau_k = M_k / (0,2d^3) \leq [\tau_k] \quad (3.1.1),$$

получим формулу проектировочного расчёта

$$d \geq \sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau_k])} \quad (3.1.2),$$

где M_k — крутящий момент в расчётном сечении, Н*м;

$[\tau_k] = 12 \dots 25 \text{ Н/мм}^2$ — допускаемое напряжение при кручении.

Проверочный расчет для валов - расчёт на сопротивление усталости - является основным расчётом на прочность. Основными нагрузками на валы являются силы от передач через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колёса, звёздочки, шкивы. Проверочный расчет вала производится с применением гипотез прочности. Условие прочности в этом случае имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x} \leq [\sigma] \quad (3.1.3),$$

где $M_{\text{экв}}$ — так называемый эквивалентный момент.

При гипотезе наибольших касательных напряжений (иначе — третья гипотеза)

$$M_{\text{экв111}} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} \quad (3.1.4).$$

При гипотезе потенциальной энергии формоизменения (иначе — пятая гипотеза)

$$M_{\text{эквV}} = \sqrt{M_u^2 + 0,75M_k^2} \quad (3.1.5),$$

где в обеих формулах M_k и M_u — соответственно крутящий и суммарный изгибающий моменты в рассматриваемом сечении вала. Числовое значение суммарного изгибающего момента равно геометрической сумме изгибающих моментов, возникающих в данном сечении от вертикально и горизонтально действующих внешних сил, т. е.

$$M_H = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (3.1.6).$$

При проектировочном расчёте оси ее рассматривают как балку, свободно лежащую на опорах и нагруженную сосредоточенными силами, вызывающими изгиб. Устанавливают опасное сечение, для которого требуемый диаметр оси определяют из условия прочности на изгиб

$$W \approx 0,1d^3 \geq M_u / [\sigma_u] \quad (3.1.7),$$

$$\text{откуда } d \geq \sqrt[3]{M_u / (0,1[\sigma_u])} \quad (3.1.8),$$

где M_u – максимальный изгибающий момент, Н*м;
 $[\sigma_u]$ - допускаемое напряжение изгиба, Н/мм².

Выбор допускаемых напряжений $[\sigma_u]$. Оси изготавляемые из среднеуглеродистых сталей $[\sigma_u] = [\sigma_0]_u = 100...160$ Н/мм². Во вращающихся осях $[\sigma_u] = [\sigma_{-1}]_u = (0,5...0,6)[\sigma_0]_u$.

Проверочный расчёт осей - частный случай расчёта валов при кручущем моменте $M_k = 0$.

Алгоритм проверочного расчета вала

1. Привести действующие на вал нагрузки к его оси, освободить вал от опор, заменив их действие реакциями в вертикальной и горизонтальной плоскостях.
2. По заданной мощности P и угловой скорости ω определить вращающие моменты, действующие на вал.
3. Вычислить нагрузки F_1, F_{r1}, F_2, F_{r2} , приложенные к валу.
4. Составить уравнения равновесия всех сил, действующих на вал, отдельно в вертикальной плоскости и отдельно в горизонтальной плоскости и определить реакции опор в обеих плоскостях
5. Построить эпюру кручущих моментов.
6. Построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (эпюры M_x и M_y).
7. Определить наибольшее значение эквивалентного момента (3.1.4), (3.1.5),:

$$M_{экв111} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

$$M_{эквV} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75M_z^2}$$

8. Положив $\sigma_{экв} = [\sigma]$, определить требуемый осевой момент сопротивления:

$$W_x = M_{экв}/[\sigma]$$

Учитывая, что для сплошного круглого сечения

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^2 \quad (3.1.9),$$

определить диаметр вала d по следующей формуле:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{экв}}{\pi[\sigma]}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_{экв}}{0,1[\sigma]}} \quad (3.1.10)$$

Контрольные вопросы

1. Какова цель проектировочного расчета валов и осей?
2. Какова цель проверочного расчета и как он производится?

Лекция № 20

Тема 3.2 Опоры. Подшипники скольжения

В результате изучения обучающийся должен знать:

- классификацию подшипников;
- достоинства и недостатки;
- материалы подшипников скольжения;
- критерии работоспособности подшипников скольжения.

Содержание лекции

Общие сведения

Разновидности подшипников

Конструкции подшипников скольжения

Достоинства и недостатки подшипников скольжения

Принцип работы подшипника скольжения

Материалы вкладышей

Смазочные материалы

Виды разрушения вкладышей

Критерии работоспособности. Условный расчет подшипников скольжения

Общие сведения

Валы и вращающиеся оси монтируют на *опорах*, которые определяют положение вала или оси, обеспечивают вращение, воспринимают положение вала или оси, 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.

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 разъёмные 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 (рис.3.2.1.а).

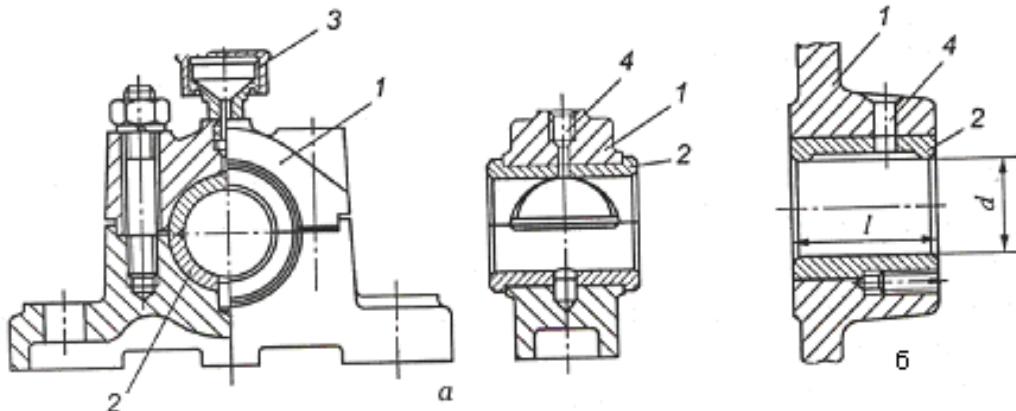


Рисунок 3.2.1 Конструкции подшипников скольжения

Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш, который устанавливают в корпусе подшипника или непосредственно в станине или раме машины (рис.3.2.1.б).

Подшипники скольжения делятся на разъемные рис.3.2.1.а и неразъемные (глухие) рис.3.2.1.б. Разъемные подшипники нашли большее применение в машиностроении, так как облегчают монтаж валов. При большой длине цапф применяют самоустанавливающиеся подшипники рис.3.2.2.

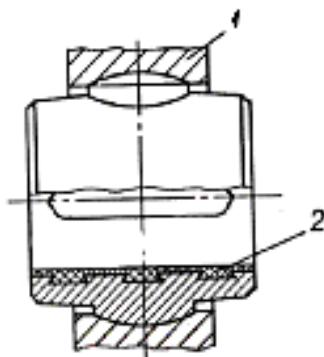


Рисунок 3.2.2 Самоустанавливающийся подшипник

При вертикально расположенных валах подшипники скольжения используются в качестве под пятника рис. 3.2.3.

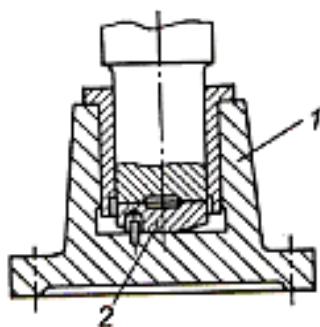


Рисунок 3.2.3

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.

Принцип работы подшипника скольжения

В подшипниках скольжения может быть полужидкостная и жидкостная смазка, переходящая последовательно одна в другую по мере возрастания угловой скорости вала от нуля до определенного значения.

Вращающийся вал увлекает смазочный материал в клиновой зазор между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, вследствие которой цапфа всплывает по мере увеличения скорости рис. 3.2.4.

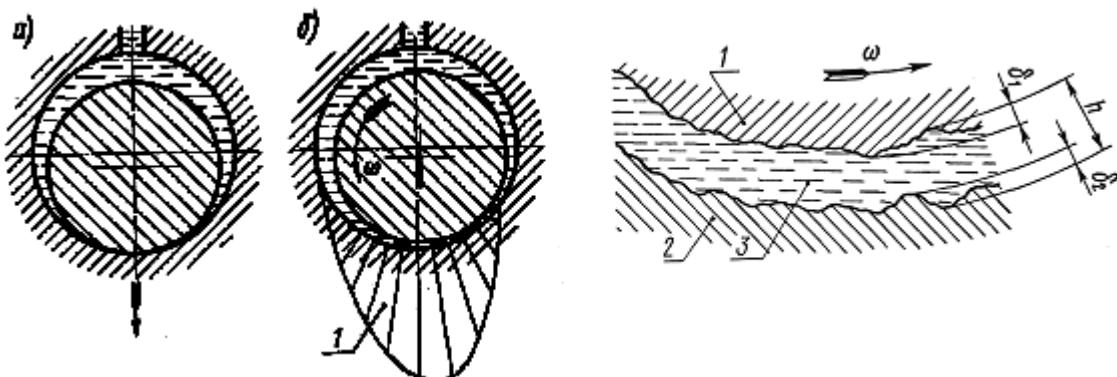


Рисунок 3.2.4 Положение цапфы в подшипнике в состоянии покоя а) и при вращении б).

В период пуска, когда скорость скольжения мала, большая часть поверхности трения разделена тонкой масляной пленкой. При увеличении скорости цапфа всплывает и толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные выступы трущихся поверхностей остаются не разделенными смазочным материалом. Смазка в этом случае будет полужидкостная.

При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении определенных условий (см. ниже) появляется сплошной устойчивый слой масла, полностью разделяющий шероховатости поверхностей трения. Возникает жидкостная смазка, при которой изнашивание и заедание отсутствуют.

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 (БрСЗО) 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, стоеч 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.
- 4) *Неметаллические материалы* для вкладышей применяют 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.

В массовом производстве вкладыши штампуют из стальной ленты, на которую нанесен тонкий антифрикционный слой (оловянные и свинцовые бронзы, баббиты, фторопласт, нейлон и др.).

Смазочные материалы

Для уменьшения трения и изнашивания подшипники смазывают смазочными материалами, которые должны быть маслянистыми и вязкими. Маслянистостью называется способность смазочного материала образовывать на поверхности трения устойчивые адсорбированные пленки.

Вязкостью называется объемное свойство смазочного материала оказывать сопротивление относительному перемещению его слоев. В технических характеристиках масел указывают так называемую кинематическую вязкость — V в $\text{мм}^2/\text{с}$, которая зависит от плотности. Эта вязкость приводится в справочной литературе при температурах, приближающихся к рабочим, чаще всего при 50 и 100 °C. Вязкость является важнейшим свойством масел, определяющим их смазывающую способность. Она существенно понижается с ростом температуры.

Смазочные материалы могут быть жидкими, пластичными (густыми), твердыми и газообразными.

Жидкие масла являются основным смазочным материалом. Они имеют низкий коэффициент внутреннего трения, их легко подавать к местам смазывания, они оказывают охлаждающее действие. Недостатком является вытекание масла из мест смазывания. Жидкие масла бывают органические и минеральные.

Органические масла — растительные (касторовое и др.) и животные (костный жир и др.) — обладают высокими смазывающими свойствами, но дефицитны и применяются в специальных случаях. Минеральные масла — продукты перегонки нефти — находят преимущественное применение для подшипников. К ним относят индустриальные масла различных марок, моторные и др.

Вода применяется для смазывания подшипников с вкладышами из дерева, резины и некоторых пластмасс.

Пластичный смазочный материал (мази) изготавливают путем загущения жидких минеральных масел мылами жирных кислот или углеводородами. К ним относятся солидолы, констилины и др. Эти мази хорошо заполняют зазоры, герметизируя узлы трения. Вязкость их мало меняется с изменением температуры. Применяются в подшипниках при малых скоростях скольжения и ударных нагрузках.

Твердые смазочные материалы — графит, слюда и др.— применяются в машинах, когда по условиям производства нельзя применить жидкое масло или мази (ткацкие станки, пищевые машины и др.).

Газообразные смазочные материалы — воздух, пары углеводородов и др.— применяются в малонагруженных подшипниках при очень большой угловой скорости вала (центрифуги, шпинделы шлифовальные и др.).

Виды разрушения вкладышей

Работа подшипников скольжения сопровождается абразивным изнашиванием вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкрашиванием.

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 допускаемого 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 выкрашивание поверхности вкладышей происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках (в поршневых двигателях и т. п.).

Критерии работоспособности. Условный расчет подшипников скольжения

Основным критерием работоспособности опор скольжения является износстойкость — сопротивление изнашиванию и заеданию.

Для оценки работоспособности и надежности подшипников, работающих в режиме несовершенной смазки служат среднее давление на трущихся поверхностях p_m , удельная работа сил трения $p_m \cdot v$, где v — окружная скорость поверхности цапфы.

Расчет по среднему давлению гарантирует невыдавливаемость смазки, а расчет по удельной работе сил трения — нормальный тепловой режим и отсутствие заедания.

При этом должны соблюдаться условия:

$$p_m = R_r / A \leq [p_m] \quad (3.2.1),$$

$$p_m \cdot v \leq [p_m v] \quad (3.2.2),$$

где R_r — радиальная нагрузка на подшипник;

A — площадь проекции цапфы на диаметральную плоскость (для шипа или шейки $A = d \cdot l$),

где d и l — диаметр и длина шипа (шейки), которые определяют при расчете и конструировании вала.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют виды подшипников?
2. В каких случаях применяют подшипники качения?
3. Назовите достоинства и недостатки подшипников скольжения?
4. Как работают подшипники скольжения?
5. Какие материалы используют для вкладышей?
6. Какие виды смазки применяют в подшипниках скольжения, и почему жидкостная смазка является самой благоприятной?
7. Какие виды разрушений встречаются в подшипниках скольжения?
8. Что является основным критерием работоспособности подшипников скольжения?
9. Как производится условный расчет подшипников скольжения на изнашивание и нагрев?

Лекция № 21

Тема 3.2 Опоры. Подшипники качения

В результате изучения обучающийся должен знать:

- классификацию подшипников качения;
- достоинства и недостатки;
- виды разрушений;
- критерии работоспособности подшипников скольжения;
- основы расчета и подбора подшипников качения.

Содержание лекции

Общие сведения

Достоинства подшипников качения

Недостатки подшипников качения

Классификация и маркировка подшипников качения

Основные типы подшипников качения

Материалы, применяемые для изготовления подшипников качения

Виды разрушения подшипников качения и критерии работоспособности

Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность

Алгоритм расчета подшипников качения

Общие сведения

Подшипники качения представляют собой готовый узел рис.3.2.5, основным элементом которого являются тела качения — шарики или ролики 3, установленные между кольцами 1 к 2 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором 4. В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец, одно из которых в большинстве случаев неподвижно. Распределение нагрузки между несущими телами качения неравномерно и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей.

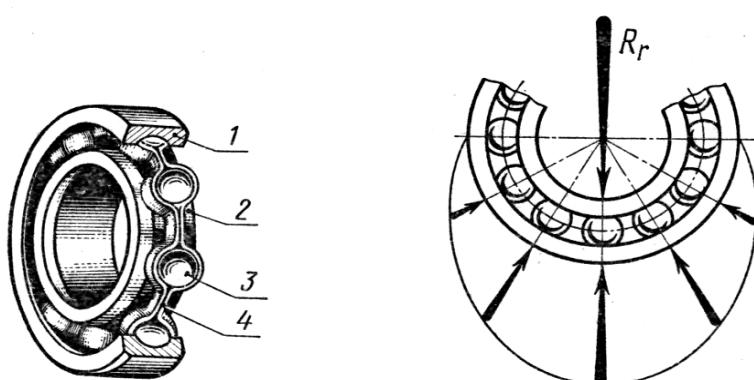


Рисунок 3.2.5 Подшипник качения

Подшипники качения широко распространены во всех отраслях машиностроения. Они стандартизованы и изготавливаются в массовом производстве на ряде крупных специализированных заводов.

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.

Классификация и маркировка подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

- 1) по форме тел качения:
 - а) шариковые рис.3.2.6.а,
 - б) роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (рис.3.2.6.б), коническими (рис.3.2.6.в), бочкообразными (рис.3.2.6.г), игольчатыми (рис. 3.2.6.д) и витыми роликами (рис. 3.2.6.е);
- 2) по направлению воспринимаемой нагрузки:
 - а) радиальные,
 - б) радиально-упорные,
 - в) упорно-радиальные,
 - г) упорные;
- 3) по числу рядов тел качения:
 - а) однорядные,
 - б) многорядные.

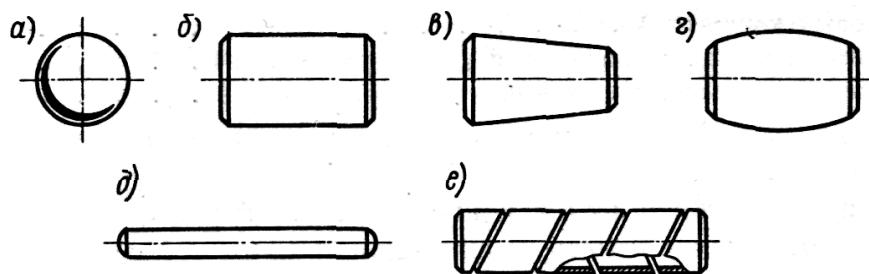


Рисунок 3.2.6 Виды тел качения

- 4) по способности самоустанавливаться:
 - а) несамоустанавливающиеся,
 - б) самоустанавливающиеся (сферические);
- 5) по габаритным размерам — на серии: для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения.

(в зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые),
(в зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие).

Подшипники качения маркируют нанесением на торец колец ряда цифр и букв, условно обозначающих внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные разновидности, класс точности и др.

Две первые цифры справа обозначают его внутренний диаметр. Для подшипников с размер внутреннего диаметра определяется умножением указанных двух цифр на 5. Третья цифра справа обозначает серию диаметров: особо легкая серия — 1, легкая — 2, средняя — 3, тяжелая — 4 и т. д.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа. Например, подшипник 7309 основной конструкции пятой цифры в обозначении не имеет, а аналогичный подшипник с бортом клеймится 67309.

Седьмая цифра справа обозначает серию ширин.

Цифры 2, 4, 5 и 6, стоящие через тире впереди цифр у основного обозначения подшипника, указывают его класс точности. Нормальный класс точности обозначается цифрой 0, которая не проставляется. Сверхвысоким классом точности является 2, а затем в порядке понижения точности следует 4, 5, 6 и 0. С переходом от класса 0 к классу 2 допуск радиального биения снижается в 5 раз, а стоимость увеличивается в 10 раз. Приведенный в качестве примера подшипник 7309 — нормального класса точности.

В условном обозначении подшипников могут быть дополнительные знаки, характеризующие изменение металла деталей подшипника, специальные технологические требования и т. д.

Примеры обозначений подшипников: 211 —подшипник шариковый радиальный, легкой серии с внутренним диаметром 55мм, нормального класса точности; 6—405— подшипник шариковый радиальный, шестого класса точности; 4—2208— подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии, четвертого класса точности.

Основные типы подшипников качения

Шариковый радиальный подшипник рис.3.2.7 самый распространенный в машиностроении. Он дешев, допускает перекос 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.

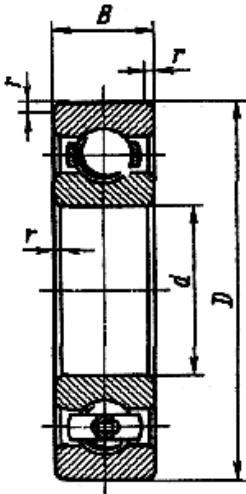


Рисунок 3.2.7 Шариковый радиальный подшипник

Шариковый радиальный сферический подшипник рис.3.2.8 предназначен для радиальной нагрузки. Одновременно с радиальной нагрузкой может воспринимать небольшую осевую нагрузку и работать при значительном (до 2...3°) перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Способность самоустанавливаться определяет область его применения.



Рисунок 3.2.8 Шариковый радиальный сферический подшипник

Роликовый радиальный сферический подшипник рис.3.2.9 имеет ту же характеристику, что и шариковый сферический, но обладает наибольшей грузоподъемностью из всех других подшипников таких же габаритных размеров.

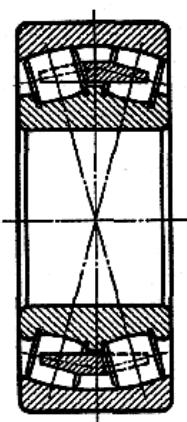


Рисунок 3.2.9 Роликовый радиальный сферический подшипник

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами рис.3.2.10 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.

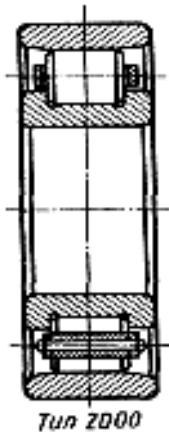


Рисунок 3.2.10 Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами

Роликовый радиальный подшипник с игольчатыми роликами рис. 3.2.11 воспринимает только радиальную нагрузку. При сравнительно небольших габаритных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью.

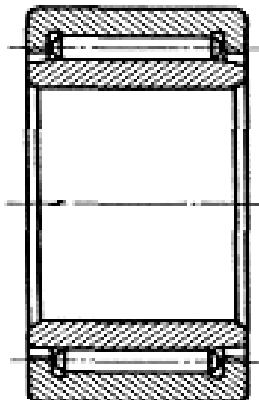


Рисунок 3.2.11 Роликовый радиальный подшипник с игольчатыми роликами

Шариковый радиально-упорный подшипник рис. 3.2.12 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.

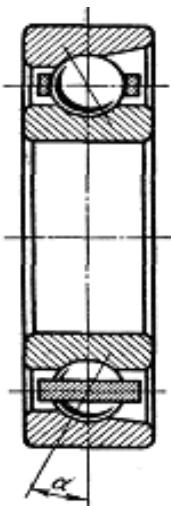


Рисунок 3.2.12 Шариковый радиально-упорный подшипник

Роликовый конический подшипник рис. 3.2.13 воспринимает одновременно радиальную и осевую нагрузки. Применяется при средних и низких скоростях вращения. Обладает большой грузоподъемностью. Удобно регулируется. Подшипники этого типа, как и предыдущие, устанавливают попарно.

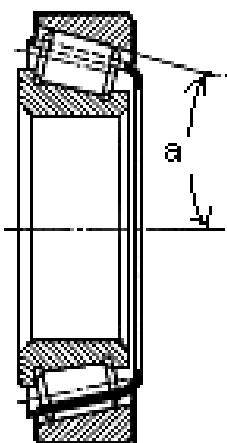


Рисунок 3.2.13 Роликовый конический подшипник

Шариковый упорный подшипник рис. 3.2.14 воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. При действии осевых сил попарно в обоих направлениях устанавливают двойной упорный подшипник б). Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяют при средней и низкой частоте вращения.

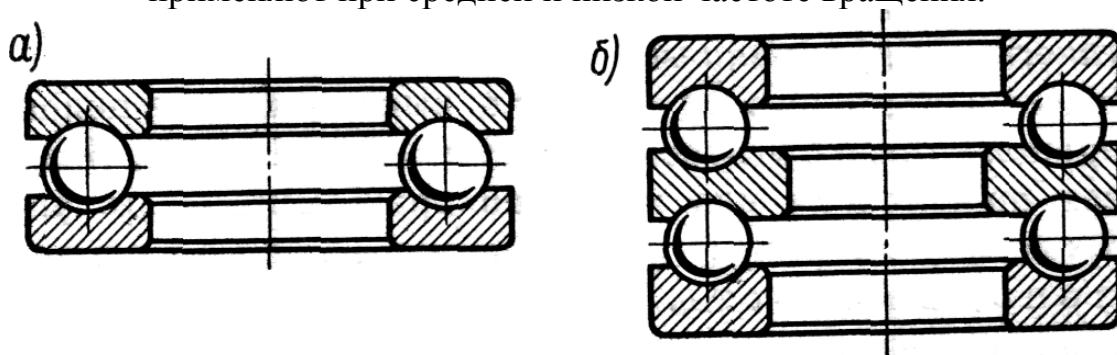


Рисунок 3.2.14 Шариковый упорный подшипник

Материалы, применяемые для изготовления подшипников качения

Тела качения и кольца изготавливают из высокопрочных шарикоподшипниковых хромистых сталей ШХ15 и других с термообработкой и последующими шлифованием и полированием. Твердость закаленных тел качения и колец 61...66 HRC_Э. Сепараторы чаще всего штампуют из мягкой листовой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными из бронзы, латуни, легких сплавов или пластмасс.

Виды разрушения подшипников качения и критерии работоспособности

К основным причинам потери работоспособности подшипников качения относятся:

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и дорожек качения колец в виде раковин или отслаивания (шелушения) вследствие циклического контактного нагружения. Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения подшипников, обычно наблюдается после длительной работы и сопровождается стуком и вибрациями.

Пластические деформации на дорожках качения (вмятины) вследствие действия ударных нагрузок или больших статических нагрузок без вращения.

Задиры рабочих поверхностей качения при недостаточном смазывании или слишком малых зазорах из-за неправильного монтажа.

Абразивный износ вследствие плохой защиты подшипника от попадания пыли. Применение совершенных конструкций уплотнений подшипниковых узлов уменьшает износ рабочих поверхностей подшипника.

Разрушение сепараторов от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор тел качения. Этот вид разрушения является основной причиной потери работоспособности быстроходных подшипников.

Раскальвание колец и тел качения из-за перекосов при монтаже или при больших динамических нагрузках.

Основными критериями работоспособности подшипников качения является долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность

Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с угловой скоростью. Не вращающиеся подшипники или медленно вращающиеся рассчитывают на статическую грузоподъемность.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют, а подбирают по таблицам каталога. Методы подбора подшипников качения стандартизованы.

Выбор подшипника зависит от его назначения, направления и величины нагрузки, угловой скорости, режима работы, стоимости подшипника и особенностей монтажа. При выборе типа подшипника рекомендуется вначале рассмотреть возможность применения радиальных однорядных шарикоподшипников, как наиболее дешевых и простых в эксплуатации. Выбор других типов должен быть обоснован.

Для малых нагрузок и больших скоростей вращения принимают шариковые однорядные подшипники легких серий. Подшипники более тяжелых серий

обладают большей грузоподъемностью, но допускаемая угловая скорость их меньше. При одновременном действии радиальной и осевой нагрузок выясняют, достаточно ли одного или необходимо, чтобы каждая из нагрузок воспринималась отдельными подшипниками.

При ударных или переменных нагрузках с большой кратковременной пиковой нагрузкой предпочтительны двухрядные роликовые подшипники.

Следует иметь в виду, что шариковые подшипники менее требовательны к смазке, чем роликовые.

Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников основан на базовой динамической грузоподъемности подшипника, представляющей постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник может воспринять при базовой долговечности, составляющей 10^6 оборотов.

На основании теоретических и экспериментальных исследований установлено, что расчетная динамическая грузоподъемность шарикового подшипника

$$C_{\text{расч}} = R_3 \sqrt[3]{\frac{573\omega L_h}{10^6}} \quad (3.2.3),$$

где для радиальных и радиально-упорных подшипников:

$$R_3 = (XVR_r + YR_a)K_b K_T \quad (3.2.4),$$

$$\text{для упорных подшипников: } R_3 = R_a K_b K_T \quad (3.2.5),$$

Последовательность расчета подшипников качения на долговечность

Исходные данные:

1. Расчетная схема вала с указанием значения и направления нагрузок
2. Угловая скорость вала.
3. Диаметр цапф вала.
4. Условия работы подшипникового узла.

Алгоритм расчета подшипников качения

1. Определяют радиальные опорные реакции в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а затем суммарные реакции, для каждой опоры:

$$R_r = \sqrt{R_B^2 + R_e^2}$$

При определении опорных реакций радиально-упорных подшипников пролетом между опорами считают расстояние с учетом угла контакта.

Тип подшипника выбирают исходя из условий работы, действующих нагрузок и намечаемой конструкции подшипникового узла.

2. По каталогу, ориентируясь на легкую серию, по диаметру цапфы подбирают подшипник и выписывают характеризующие его данные:

- а) для шарикового радиального и радиально-упорного с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ значения базовых динамической, и статической, радиальных грузоподъемностей;
- б) для шарикового радиально-упорного значения C , и по (или каталогу) значение коэффициента.

3. Для шариковых радиально-упорных и роликовых конических подшипников определяют для обеих опор осевые составляющие от радиальных сил, а затем по формулам вычисляют расчетные осевые силы

Задаются расчетными коэффициентами в зависимости от условий работы.

4. Для шариковых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников определяют отношение и принимают значение коэффициента. Сравнивают отношение с коэффициентом и принимают значения коэффициентов.

5. Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку.

6. Определяют расчетную динамическую грузоподъемность подшипника и оценивают пригодность намеченного подшипника по условию

$$C_{r\text{ расч}} \leq C_r$$

Если расчетное значение больше значения базовой динамической грузоподъемности для принятого подшипника, то переходят к более тяжелой серии или принимают другой тип подшипника (например, вместо шарикового — роликовый) и расчет повторяют. В отдельных случаях увеличивают диаметр цапфы вала с целью перехода на следующий типоразмер подшипника. В этом случае в конструкцию вала вносят изменения. В отдельных случаях пригодность намеченного подшипника качения оценивают сопоставлением базовой и требуемой долговечности.

В этом случае в п. 6 определяют базовую долговечность подшипника.

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{R_s} \right)^3; L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{573 \cdot \omega} \quad (3.2.6).$$

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

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоят подшипники качения?
2. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
3. По каким признакам классифицируют подшипники качения?
4. Как классифицируют подшипники качения в зависимости от направления воспринимаемой нагрузки?
5. Каковы виды разрушения подшипников качения?
6. Что является основным критерием работоспособности подшипников качения?
7. От каких факторов зависит выбор подшипника?
8. Как производят расчет подшипников качения?

Лекция № 22

Тема 3.3 Муфты

В результате изучения обучающийся должен знать:

- классификацию и назначение муфт;
- основы расчета муфт.

Содержание лекции

Общие сведения

Классификация муфт

Глухие муфты

Жесткие компенсирующие муфты

Упругие муфты

Сцепные муфты

Самоуправляемые муфты

Подбор и расчет муфт

Общие сведения

В современном машиностроении большинство машин состоит из сборочных единиц (узлов) и механизмов. Для обеспечения кинематической и силовой связи валы узлов соединяют муфтами.

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.

Классификация муфт

Многообразие требований, предъявляемых к муфтам, и различные условия их работы обусловили создание большого количества конструкций муфт, которые классифицируют по различным признакам на группы.

По принципу действия:

- 1) постоянные муфты, осуществляющие постоянное соединение валов между собой;
- 2) сцепные муфты, допускающие во время работы сцепление и расцепление валов с помощью системы управления;
- 3) самоуправляемые муфты, автоматически разъединяющие валы при изменении заданного режима работы машины.

По характеру работы:

- 1) жесткие муфты, передающие вместе с вращающим моментом вибрации, толчки и удары;
- 2) упругие муфты, амортизирующие вибрации, толчки и удары при передаче вращающего момента благодаря наличию упругих элементов — различных пружин, резиновых втулок и др.

Группы (механические, гидродинамические, электромагнитные). Рассматриваются только механические муфты. Электромагнитные и гидравлические муфты изучаются в специальных курсах.

Подгруппы:

- 1) жёсткие,
- 2) компенсирующие,
- 3) упругие,
- 4) предохранительные,

5) обгонные.

Виды:

1) фрикционные, 2) с разрушаемым элементом.

Конструктивные исполнения:

1) кулачковые,

2) шариковые,

3) зубчатые,

4) фланцевые,

5) втулочно-пальцевые,

6) втулочные.

Глухие муфты

Глухие (жесткие) муфты соединяют соосные валы в одну жесткую линию. Относятся к постоянным муфтам. Применяются в тихоходных приводах. Из различных видов глухих муфт наибольшее распространение получили втулочные и фланцевые муфты.

Втулочная муфта собой втулку, насаживаемую на концы валов рис. 3.3.1. Применяется для передачи небольших врачающих 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 — сталь 45. Втулочную муфту выбирают по стандарту. Шпоночное соединение проверяют на прочность.

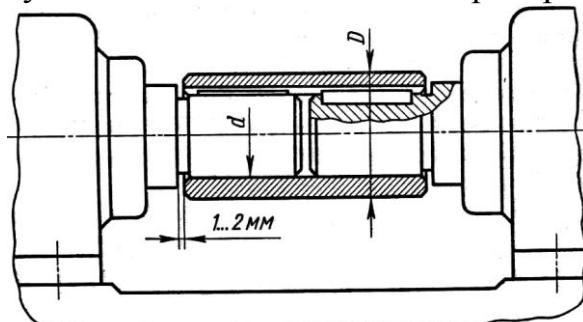


Рисунок 3.3.1 Втулочная муфта

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт с фланцами, стянутыми болтами рис. 3.3.2, 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 — сталь 40 или сталь 35Л, допускается также чугун СЧ20.

Эти муфты выбирают по стандарту и проводят проверочный расчет болтов на прочность.

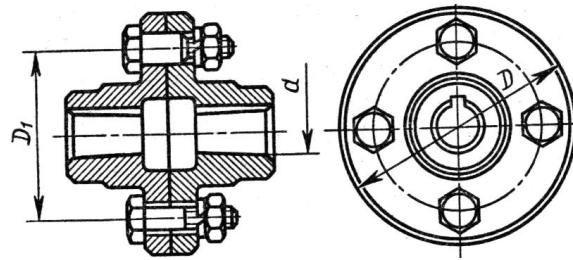


Рисунок 3.3.2 Фланцевая муфта

Жесткие компенсирующие муфты

Компенсирующие муфты относятся к постоянным муфтам и предназначены для соединения валов с компенсацией радиальных, осевых и угловых смещений вследствие неточности изготовления и монтажа.

Компенсация отклонений от соосности валов достигается за счет подвижности жестких деталей муфты. Эти муфты уменьшают дополнительные нагрузки на валы и подшипники, вызываемые отклонениями от соосности валов. Наибольшее распространение из группы компенсирующих муфт получили зубчатые и цепные муфты.

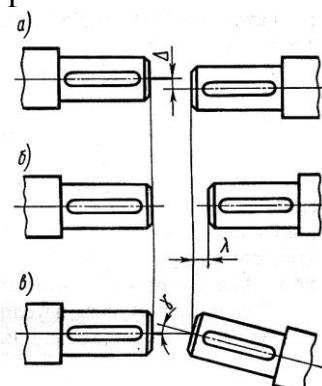


Рисунок 3.3.3 Виды смещений валов

Зубчатая муфта рис. 3.3.4 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 изготавливают из стали 40 или стали 45Л.

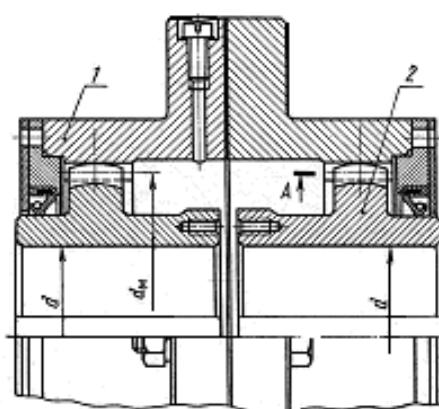


Рисунок 3.3.4 Зубчатая муфта

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 $d=40\ldots 560$ мм при окружных скоростях до 25 м/с. Эти муфты надежны в работе, имеют малые габариты. Зубчатые муфты подбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по формуле:

$$T_{\text{гост}} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot T$$

где $T_{\text{гост}}$ — максимальный вращающий момент муфты по ГОСТ; T — вращающий момент, передаваемый муфтой; $K_1 = 1,1\ldots 1,8$ - коэффициент безопасности;

$K_2 = 1\ldots 1,5$ - коэффициент условий работы машины.

Цепная муфта состоит из двух полумуфт-звездочек, имеющих одинаковые числа зубьев рис. 3.3.5, охватывающей их общей цепи и защитного кожуха, заполненного пластичным смазочным материалом. Применяются цепи роликовые однорядные и двухрядные, а также зубчатые. Достоинства цепных муфт — простота конструкции и обслуживания, относительно небольшие габариты. При монтаже и демонтаже не требуется осевого смещения узлов. Цепные муфты имеют значительные люфты. Поэтому их не применяют в реверсивных приводах (реверс будет сопровождаться ударами). Цепные муфты допускают угловое смещение валов.

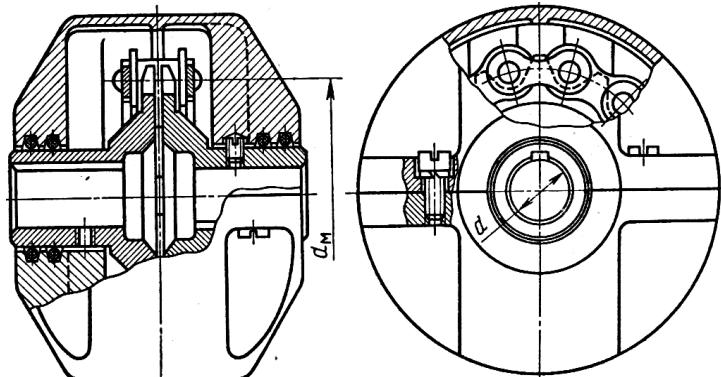


Рисунок 3.3.5 Цепная муфта

Упругие муфты

Упругие муфты относятся к постоянным муфтам. Основная часть этих муфт — упругий элемент, который передает вращающий момент от одной полумуфты к другой.

Упругие муфты смягчают толчки и удары; служат средством защиты от резонансных крутильных колебаний, возникающих вследствие неравномерного вращения; допускают сравнительно большие смещения осей соединяемых валов.

Основные характеристики упругих муфт — жесткость или обратная ей величина податливости и демпфирующая способность, т. е. способность превращать в теплоту энергию при деформации упругих элементов муфты.

По конструкции упругие муфты разнообразны. По материалу упругих элементов они делятся на две группы

пы: муфты с неметаллическими упругими элементами (обычно резиновыми) рис.3.3.6.а — г и муфты с металлическими упругими элементами рис. 3.3.7.а — г: а—цилиндрические пружины; б—змеевидные пластинчатые пружины; в—стержни, пластины и пакеты пластин, расположенные по образующей и по радиусу; г—пакеты разрезных гильзовых пружин.

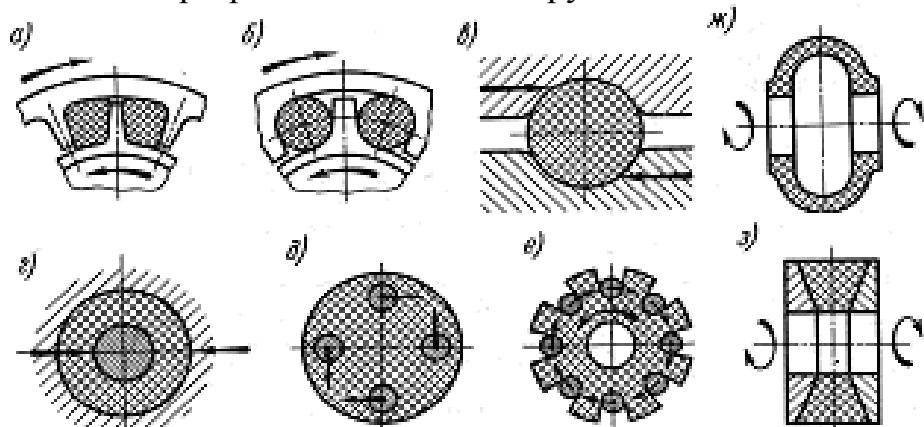


Рисунок 3.3.6 Основные типы резиновых упругих элементов муфт

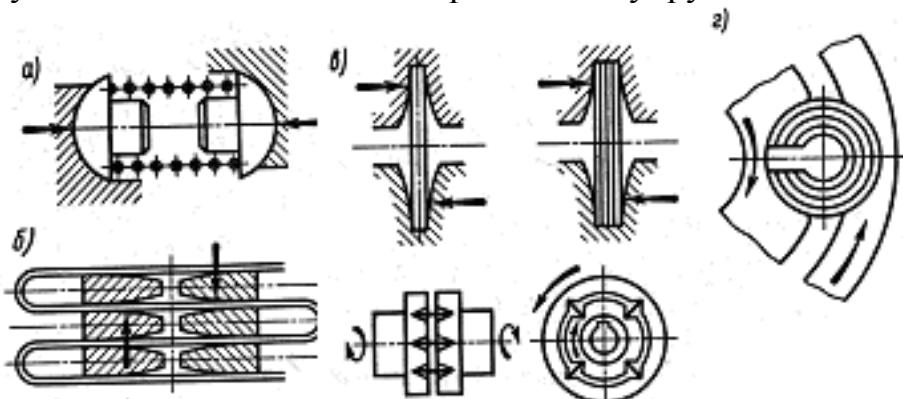


Рисунок 3.3.7 Основные типы металлических стальных упругих элементов муфт

Муфта упругая втулочно-пальцевая состоит из двух дисковых полумуфт рис. 3.3.8, в одной из которых в конических отверстиях закреплены соединительные пальцы с надетыми гофрированными резиновыми втулками. Материал полумуфт — чугун СЧ20, сталь 35 или 35Л. Материал пальцев — сталь 45.

Вследствие небольшой толщины резиновых втулок муфта обладает малой податливостью, компенсируя незначительные смещения валов. Радиальное и угловое смещения валов снижают долговечность резиновых втулок, нагружая валы дополнительной радиальной изгибающей силой. Муфта широко применяется для соединения машин с электродвигателями при передаче малых и средних врачающих моментов. Она проста в изготовлении. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Муфту подбирают по стандарту в диапазоне диаметров валов $d=16\ldots150$ мм.

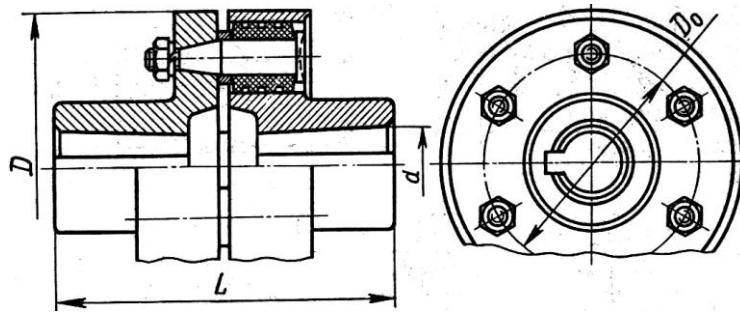


Рисунок 3.3.8 Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфта упругая со звездочкой состоит рис.3.3.9 из двух полумуфт 1 с торцовыми кулачками и резиновой звездочки 2, зубья которой расположены между кулачками. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев.

Муфта компактна и надежна. Применяется для соединения быстроходных валов.

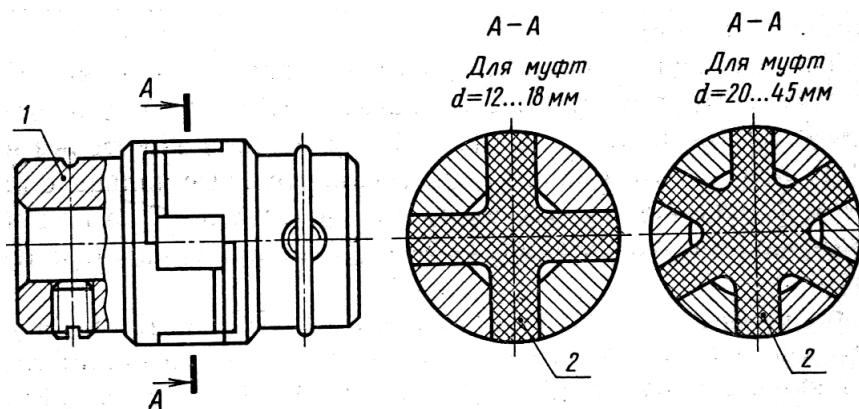


Рисунок 3.3.9 Муфта упругая со звездочкой

Муфта упругая с торообразной оболочкой состоит из двух полумуфт рис. 3.3.10, 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.

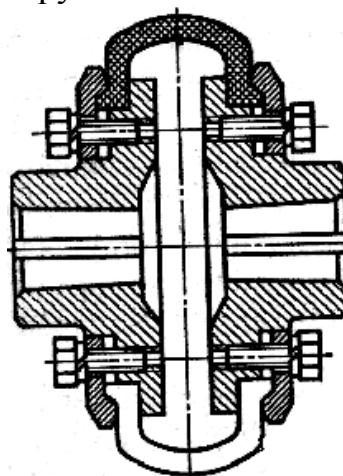


Рисунок 3.3.10 Муфта упругая с торообразной оболочкой

Муфта с цилиндрическими пружинами сжатия. Одна из конструкций таких муфт показана на рис.3.3.11. Пружины 4 установлены па стержни сегментов 5 предварительно сжатыми, чтобы одним концом они опирались на сегменты, принадлежащие полумуфте 3, а другим — на сегменты полумуфты. При передаче вращающего момента осадка половины от общего числа пружин увеличивается, остальных — уменьшается. Сегменты имеют возможность качательного движения на пальцах 2 и изготавливаются из износостойких пластмасс или чугуна. Путем подбора пружин жесткость муфты изменяется в весьма широких пределах. Расчет пружин ведут методами сопротивления материалов.

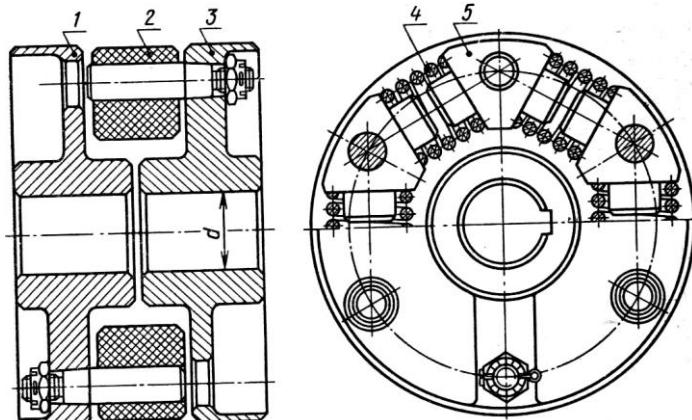


Рисунок 3.3.11. Муфта с цилиндрическими пружинами

Муфта со змеевидной пружиной. состоит из двух полумуфт с зубьями специального очертания, между которыми свободно заложены секции ленточной змеевидной пружины 3 прямоугольного сечения рис.3.3.12. Кожух 2, состоящий из двух половин, удерживает пружину от выскакивания под действием центробежной силы и служит резервуаром для пластиичного смазочного материала, который меняют через каждые четыре месяца. Материал полумуфт —сталь 40 или 45Л, материал пружин — сталь 65Г. Кожух отливают из чугуна СЧ15. Муфта со змеевидной пружиной достаточно податлива. Муфта надежна в работе и долговечна. Применяется при передаче больших вращающих моментов.

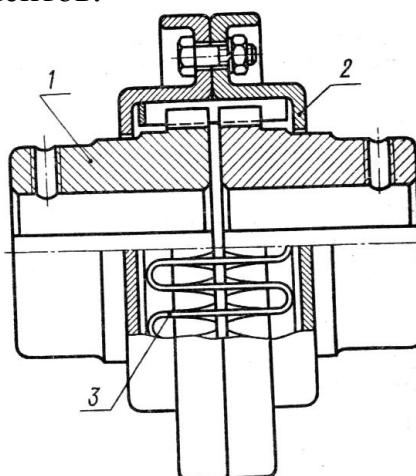


Рисунок 3.3.12 Муфта со змеевидной пружиной

Сцепные муфты

Сцепные (управляемые) муфты служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе. Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на кулачковые и фрикционные муфты. Все сцепные муфты должны легко и быстро включаться при незначительной силе, а также иметь малый нагрев и небольшую изнашиваемость при частых переключениях.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт с кулачками на торцовых поверхностях рис. 3.3.13. 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 врачающих моментов, когда переключения производят редко. Недостаток кулачковых муфт — невозможность включения на быстром ходу. Во избежание ударов и повреждения кулачков включение муфты производят без нагрузки. Основные элементы муфт — кулачки различных профилей рис. 3.3.14: прямоугольного (а), трапецидального (б), треугольного (в) соответственно для больших, средних и малых нагрузок.

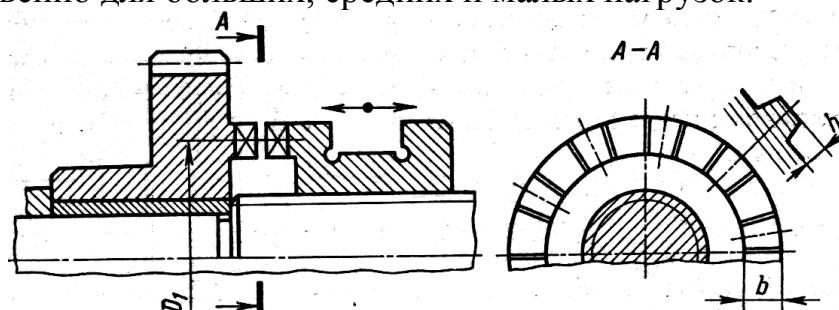


Рисунок 3.3.13 Кулаковая муфта

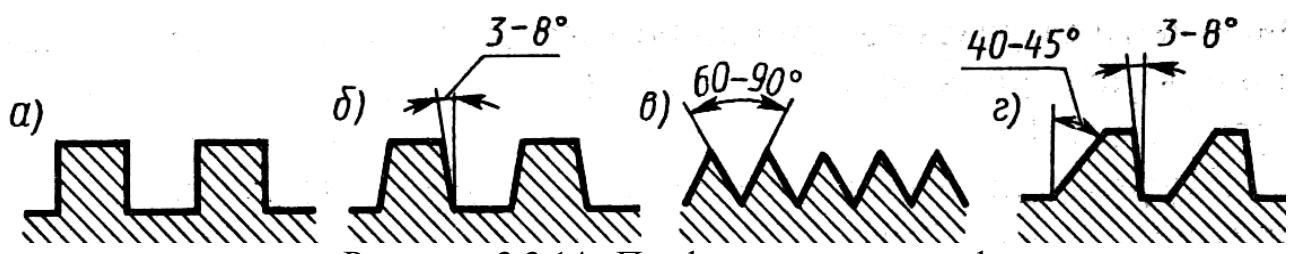


Рисунок 3.3.14 Профили кулаков муфт сцепления

Фрикционные муфты служат для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях. Передача врачающего момента осуществляется силами трения между трущимися поверхностями деталей муфты рис. 3.3.15.а—в. В начале включения за счет проскальзывания рабочих поверхностей муфты разгон ведомого вала происходит плавно, без удара, с постепенным нарастанием передаваемого врачающего момента по мере увеличения нажимной силы Р. 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.

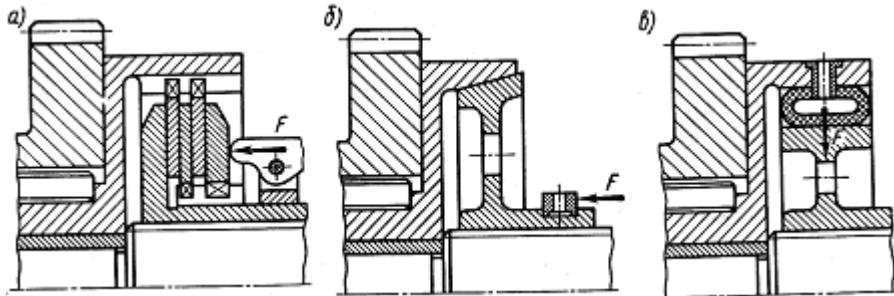


Рисунок 3.3.15 Фрикционные муфты

По форме поверхности трения фрикционные муфты рис.3.3.15 делятся на дисковые (а), конусные (б) и цилиндрические (в).

По условиям смазывания муфты бывают масляные и сухие. Масло служит для уменьшения износа, улучшения расцепления рабочих поверхностей и отвода теплоты.

В муфтах, работающих в масле, трущиеся детали изготавливают из закаленной стали. В сухих муфтах применяют пары трения — сталь или чугун по фрикционному материалу (накладки из асBESTопроволочной прессованной ткани — ферродо, фрикционные пластмассы, металлокерамическое покрытие и др.). В современном машиностроении применяются различные конструкции фрикционных муфт, среди которых наибольшее распространение получила многодисковая муфта.

Многодисковая фрикционная муфта состоит из двух полумуфт в виде корпуса и втулки 3, дисков 4 и 5 и нажимного механизма 2 рис. 3.3.16. В продольные пазы внутренней поверхности корпуса свободно входят зубья ведущих дисков 4, а в пазы на наружной поверхности втулки — зубья ведомых дисков 5, между которыми возникают силы трения, что обуславливает передачу вращающего момента.

Толщину стальных дисков принимают 1,5...2,5 мм для масляных и 2,5...5 мм для сухих муфт. Зазор между дисками выключенной муфты 0,2...1,5 мм в зависимости от материала поверхностей трения. Число ведущих дисков выбирают не более 11, так как нажимная сила Р на последние диски постепенно уменьшается вследствие трения зубьев дисков в пазах полумуфт. Все диски в муфте должны быть параллельными и соосными во избежание их местного повышенного износа и нагрева. По этой причине ведущие и ведомые диски устанавливают на одной полумуфте, расположенной на ведомом валу, при этом число пар трущихся поверхностей четное, а число всех дисков — нечетное. Многодисковые муфты имеют малые габариты, что важно для быстроходных механизмов. Эти муфты с механическим управлением применяют для передачи малых и средних вращающих моментов. При передаче больших моментов многодисковые фрикционные муфты снабжают пневматическим, гидравлическим или электромагнитным дистанционным управлением, широко применяемым в современном станкостроении.

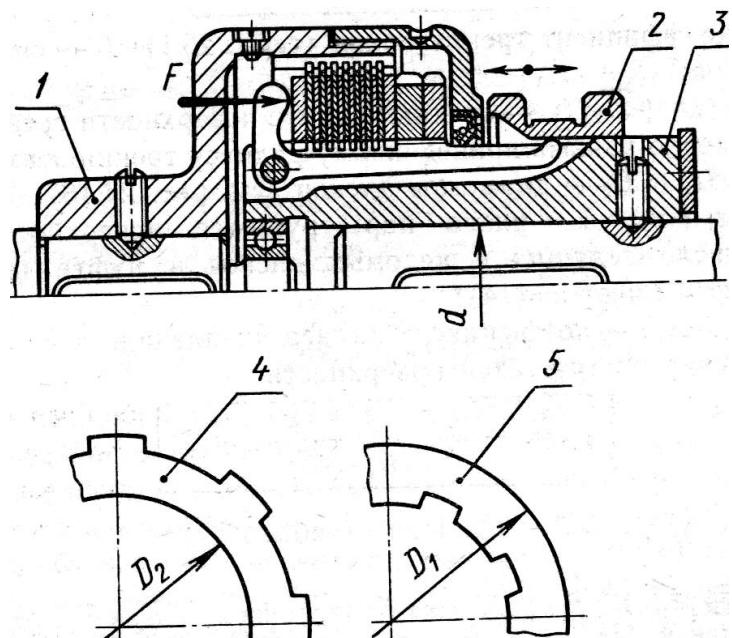


Рисунок 3.3.16 Многодисковая фрикционная муфта

Основным критерием работоспособности фрикционных муфт является износостойкость трущихся поверхностей. Поверхности трения дисков проверяют на износостойкость по значению давления.

Самоуправляемые муфты

Самоуправляемые муфты предназначены для автоматического сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы машины. Самоуправляемые муфты бывают: по направлению вращения — обгонные, по угловой скорости — центробежные, по моменту — предохранительные.

Обгонные муфты или муфты свободного хода, служат для передачи вращающего момента в одном направлении. Наибольшее распространение получила роликовая муфта рис.3.3.17 с диапазоном диаметров валов $d=10\ldots90$ мм и числом роликов $z=3\ldots5$. Эта муфта состоит из двух полумуфт, одна из которых имеет форму кольца, а вторая — форму звездочки с вырезами для роликов. Для быстрого включения муфты ролики отжимаются пружинами. При передаче вращающего момента ролики заклиниваются между полумуфтами в суживающейся части выреза, образуя жесткое сцепление. Если по какой-либо причине угловая скорость ведомого вала превысит угловую скорость ведущего, то вследствие обгона ролики расклиняются, выкатятся в расширенную часть выреза и муфта автоматически выключится. При останове ведущего вала ведомый вал продолжает вращаться. Обгонные роликовые муфты работают бесшумно, допуская большую частоту включений. Применяются в станках, автомобилях и т. д. Критерием работоспособности роликовых муфт является контактная прочность рабочих поверхностей роликов и полумуфт.

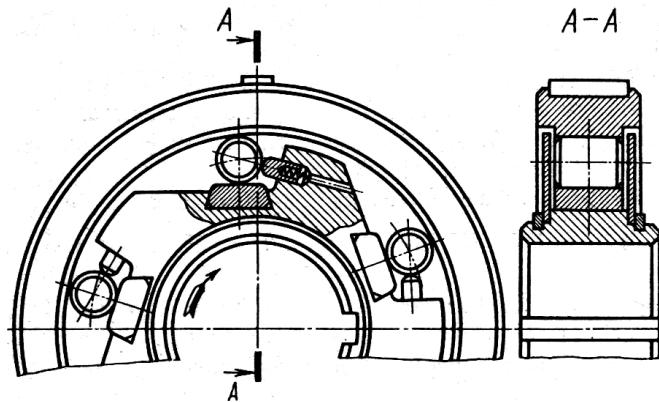


Рисунок 3.3.17 Обгонная роликовая муфта

Центробежные муфты предназначены для автоматического включения или выключения ведомого вала при достижении ведущим валом заданной угловой скорости. По устройству центробежные муфты представляют собой фрикционные муфты, у которых механизмом управления служат грузы-колодки рис. 3.3.18, находящиеся под действием центробежных сил. При достижении ведущим валом заданной угловой скорости центробежные силы, действуя на грузы, производят включение муфты. Передача врачающего момента осуществляется силой трения, пропорциональной квадрату угловой скорости. В современном машиностроении применяются конструкции центробежных муфт, которые служат для разгона механизмов с большими маховыми массами при двигателе с малым пусковым моментом, для повышения плавности пуска, для предотвращения разноса машины и т. п. Размеры муфт принимают конструктивно. Рабочие поверхности трения грузов проверяют на износостойкость аналогично фрикционным муфтам.

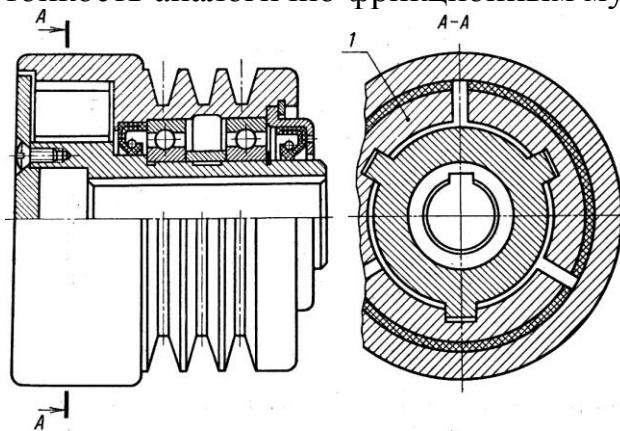


Рисунок 3.3.18 Центробежная колодочная муфта

Предохранительные муфты предназначены для предохранения машин от перегрузок. Муфты ставят как можно ближе к месту возникновения перегрузки; они могут работать только при строгой соосности валов. По принципу работы предохранительные муфты делятся на пружинно-кулачковые, фрикционные и с разрушающимся элементом.

Пружинно-кулачковая предохранительная муфта по конструкции аналогична сцепной кулачковой, только подвижная в осевом направлении полумуфта прижимается к неподвижной не механизмом управления, а постоянно действующей пружиной с регулируемой силой. Кулачки выполняют

трапециoidalного профиля небольшой высоты с углом наклона рабочих граней $45\ldots60^\circ$ рис. 3.3.19. При перегрузке сумма осевых составляющих сил P_a на гранях кулачков становится больше прижимной силы пружины и муфта многократно прощелкивает кулачками, подавая звуковой сигнал о перегрузке. Повторные мгновенно-ударные включения кулачков при перегрузке отрицательно влияют на сопротивление усталости деталей механизма, вследствие чего эти муфты применяют для передачи небольших моментов при малых угловых скоростях. Кулачковые предохранительные муфты надежны в работе, но имеют повышенный износ кулачков. Размеры муфт подбирают по стандарту или принимают конструктивно. Кулачки проверяют на износстойкость аналогично сцепным кулачковым муфтам, пружины рассчитывают методами сопротивления материалов.

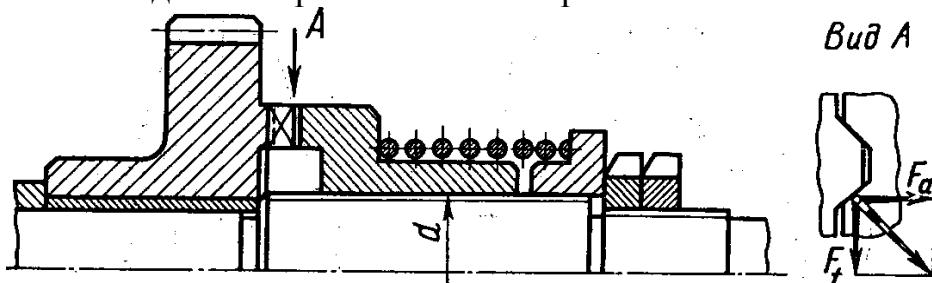


Рисунок 3.3.19 Пружинно-кулачковая предохранительная муфта

Фрикционные предохранительные муфты отличаются большим разнообразием. Применяются при частых кратковременных перегрузках. Конструкция этих муфт

рис.3.3.20 аналогична конструкции сцепных фрикционных муфт. Сила нажатия в них создается пружинами, отрегулированными на передачу предельного врачающего момента $T_{\text{пред}}$. Пружины периодически регулируют, так как по мере износа поверхностей трения диски сближаются, уменьшая силу сжатия пружин. Чаще других используются сухие многодисковые муфты, размеры которых подбирают по стандарту или принимают конструктивно, а затем проверяют расчетом аналогично сцепным фрикционным муфтам.

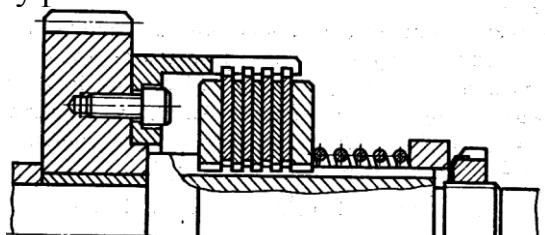


Рисунок 3.3.20. Многодисковая фрикционная предохранительная муфта

Комбинированные муфты представляют сочетание различных муфт в одной конструкции. Применяются, когда ни одна отдельно взятая муфта не может обеспечить требуемого характера соединения валов. Число возможных комбинаций муфт велико. В машиностроении часто встречается комбинация компенсирующих упругих муфт с предохранительными рис. 3.3.21.

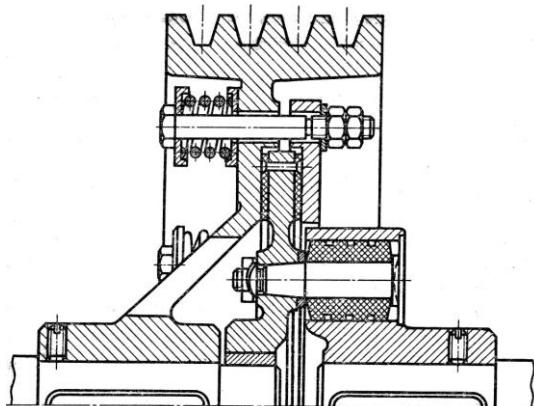


Рисунок 3.3.21 Комбинированная упруго-предохранительная фрикционная муфта

Подбор и расчет муфт

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент T . Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормам по большему диаметру концов соединяемых валов и расчетному моменту

$$T_{\text{расч}} = K \cdot T \quad (3.3.1),$$

где K — коэффициент режима работы муфты.

Для приводов от электродвигателя принимают:

при спокойной нагрузке $K= 1,15 \dots 1,4$,

при переменной нагрузке $K = 1,5 \dots 2$,

при ударной нагрузке $K=2,5 \dots 3$.

Муфты каждого размера выполняют для некоторого диапазона диаметров валов, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте вследствие разных материалов и различных изгибающих моментов. Наиболее слабые звенья выбранной муфты проверяют расчетом на прочность по расчетному моменту $T_{\text{расч}}$.

Контрольные вопросы

1. Какое устройство называется муфтой?
2. Каково назначение муфт?
3. Какие группы муфт различают по принципу их действия?
4. Какие группы муфт различают 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 различают виды упругих муфт? Где они применяются?
9. Для чего служат сцепные муфты? Где они применяются?
10. В чем преимущество фрикционных муфт по сравнению с кулачковыми муфтами?
11. Какие муфты относятся к самоуправляемым муфтам?
12. Что является основной характеристикой муфт? Как они подбираются?

Лекция № 23

Раздел 4 Соединения

Тема 4.1 Виды соединений

В результате изучения обучающийся должен знать:

- классификацию и виды соединений.

Содержание лекции

Общая характеристика и назначение соединений

Классификация соединений

Общая характеристика и назначение соединений

Каждая машина получается в результате сборки деталей, осуществляющейся с помощью *неподвижных* и *подвижных* соединений. Часть производственного процесса, заключающаяся в соединении готовых деталей, сборочных единиц, узлов и агрегатов в изделие, называется *сборкой*.

Соединения, при разборке которых нарушается целостность составных частей изделия, называют *неразъёмным*. К ним относятся заклепочные, сварные, клевые, посадки с натягом. Предельное состояние, когда становится возможной потеря его работоспособности, называется *нагрузочной способностью*.

Разъемными называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные и шлицевые соединения.

Классификация соединений

Виды соединений:

1. По возможности относительного перемещения деталей:

- подвижное;
- неподвижное.

2. По сохранению целостности деталей:

- разъёмное;
- неразъёмное.

3. По форме спрягаемых поверхностей:

плоское; цилиндрическое; коническое;
винтовое; сферическое; профильное.

4. По методу образования, определяемого процессом получения соединения или конструкцией соединяющей детали:

клёпанное, паяное, прессовое, шпоночное, клиновое и
сварное, kleenое, резьбовое, шлицевое,

Проектирование соединений ответственная задача, так как разрушения в машинах происходят в большинстве случаев в местах соединений. Соединения также как и детали машин рассчитываются на прочность.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют виды соединений?
2. Как классифицируют соединения по возможности относительного перемещения деталей?
3. Как классифицируют соединения по сохранению целостности деталей?

4. Как классифицируют соединения по форме сопрягаемых поверхностей?
5. Как классифицируют соединения по методу их образования?

Лекция № 24

Тема 4.2 Неразъёмные соединения. Сварные соединения

В результате изучения обучающийся должен знать:

- достоинства и недостатки сварных соединений;
- виды сварных соединений и сварных швов;
- критерии работоспособности сварного соединения;
- формулы для расчета на прочность сварных швов.

Содержание лекции

Общие сведения сварных соединений

Преимущества сварного соединения

Недостатки сварного соединения

Виды сварных соединений

Геометрия сварного шва

Критерии работоспособности сварных соединений

Общие сведения сварных соединений

Сварное соединение – неразъёмное соединение, выполненное сваркой, т.е. путём установления межатомных связей между свариваемыми частями при нагревании или пластическом деформировании.

Сварные соединения являются наиболее распространёнными и совершенными из неразъёмных 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, называется *присадочным*; переплавленный присадочный металл, введённый в сварочную ванну, называется *наплавленным*. Участок соединения, образовавшийся в результате кристаллизации металлической сварочной ванны, называется *сварным швом*.

Преимущества сварного соединения

- невысокая стоимость соединения, благодаря малой трудоёмкости и простоте сварного шва
- сравнительно небольшая масса
- сечение детали не ослабляется отверстием
- герметичность
- автоматизация процесса сварки

Недостатки сварного соединения

- появление коробления, остаточных напряжений после сварки
- недостаточная надёжность при вибрационных ударных нагрузках
- трудность контроля качества
- квалификация рабочего

Виды сварных соединений

Виды сварки:

- плавлением (дуговая и контактная), - давлением.

Виды сварных соединений:

- стыковое рис. 4.2.1,
- нахлесточное рис. 4.2.2;
- угловое рис. 4.2.3,
- тавровое рис. 4.2.4.

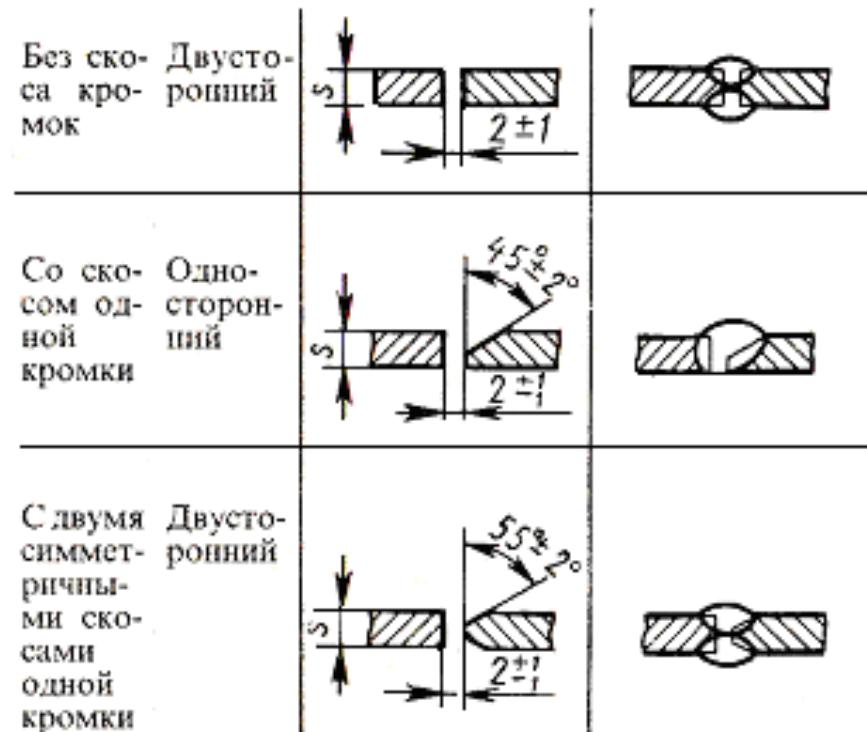


Рисунок 4.2.1 Виды сварных стыковых соединений

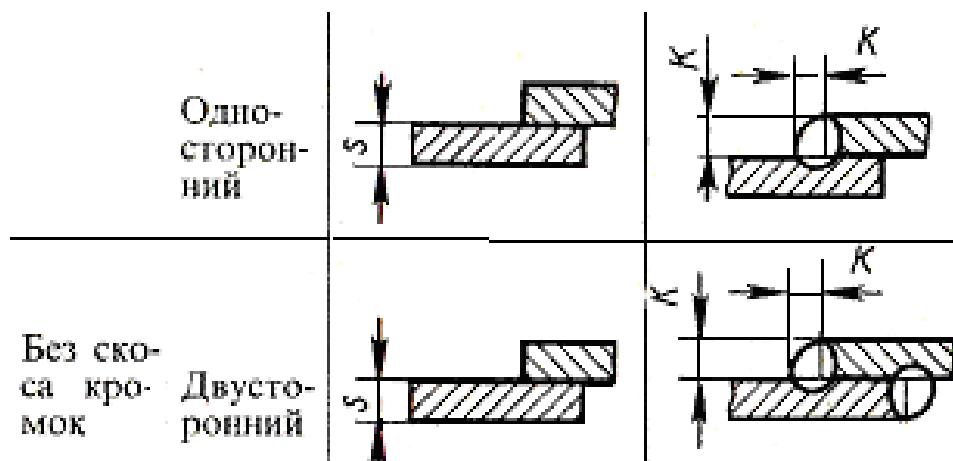


Рисунок 4.2.2 Виды сварных нахлесточных соединений

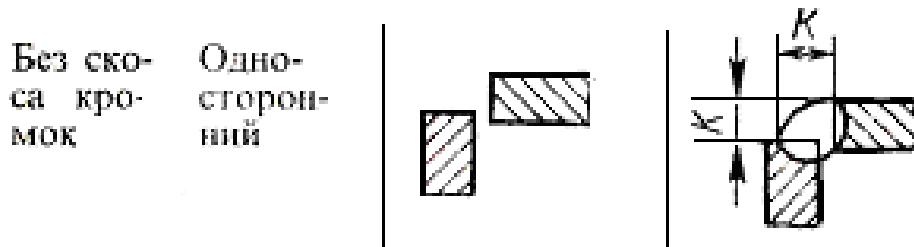


Рисунок 4.2.3 Виды сварных угловых соединений

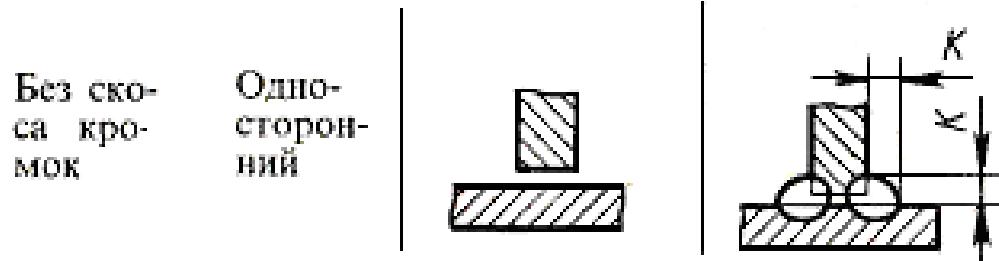


Рисунок 4.2.4 Виды сварных тавровых соединений

Геометрия сварного шва

Сварной шов рис. 4.2.5 характеризуется катетом K , толщиной свариваемых деталей, длиной шва l_w . Сварные швы могут быть непрерывными и прерывистыми. Сварные швы по форме поперечного сечения могут быть нормальными 1, выпуклыми 2 и вогнутыми 3.

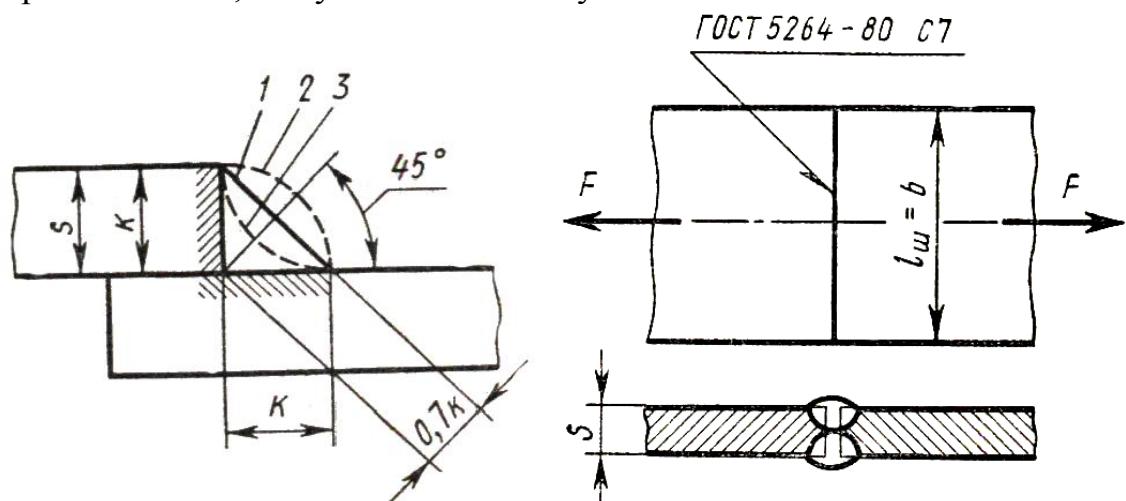


Рисунок 4.2.5 геометрия сварного шва

В зависимости от расположения к направлению действующей нагрузки различают швы рис. 4.2.6 лобовые (а) и фланговые (б); косые и комбинированные (в).

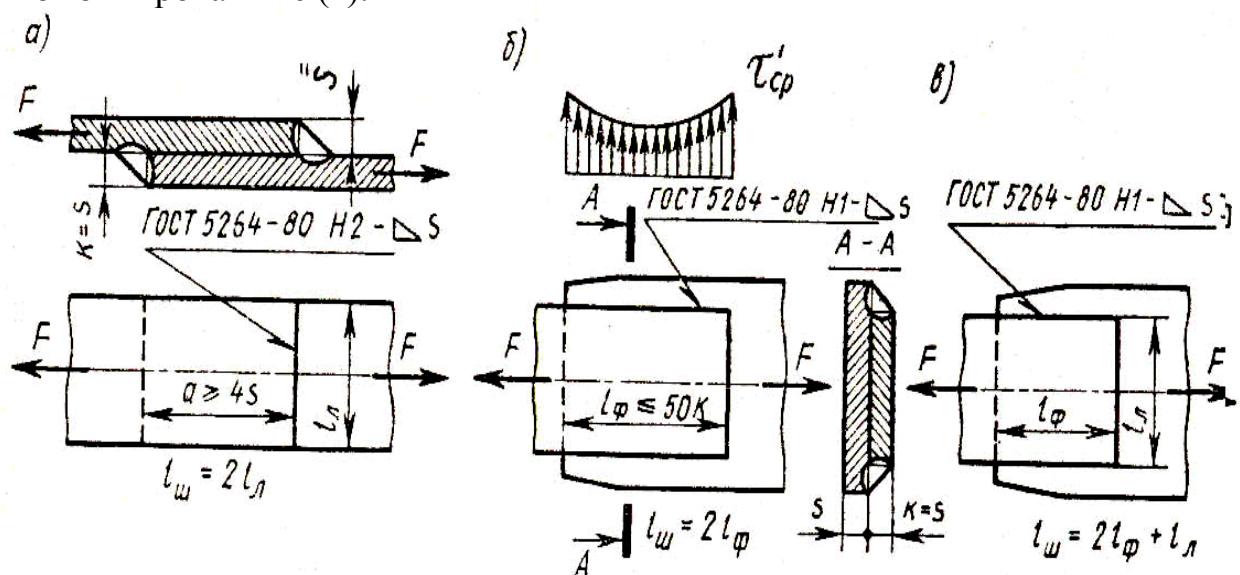


Рисунок 4.2.6 Виды сварных швов

Критерии работоспособности сварных соединений

Критерием работоспособности сварных соединений является прочность, причём предполагается, что напряжение в опасных сечениях распределены равномерно. Расчёты сварных соединений:

условие прочности стыковых швов:

$$\sigma_p = \frac{F}{S \cdot l_m} \leq [\sigma_p] \quad (4.2.1),$$

нахлесточные соединения рассчитываются на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7 \cdot K \cdot l_m} \leq [\tau_{cp}] \quad (4.2.2).$$

Допускаемые напряжения при расчёте сварных соединений принимают пониженными, в долях от допускаемых напряжений для основного металла. Нормы допускаемых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке указаны в таблице 4.2

Таблица 4.2.

Способ сварки и марка электрода	Допускаемые напряжения при		
	растяжении [σ _p ']	сжатии [σ _c ']	срезе [τ _{cp} ']
Автоматическая под флюсом и ручная дуговая электродами Э42А и Э50А	[σ _p]	[σ _p]	0,65[σ _p]
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50	0,9[σ _p]	[σ _p]	0,6 σ _p

Примечание: В таблице [σ_p] – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для сталей Ст2 [σ_p] = 140 Н/мм², для Ст3 [σ_p] = 160 Н/мм².

Контрольные вопросы

1. Как образуются сварные соединения?
2. Каковы достоинства и недостатки сварных соединений?
3. Как различают сварные соединения в зависимости от расположения свариваемых деталей?
4. Как называют сварные швы в зависимости от расположения к направлению действующей нагрузки?
5. Назовите геометрические параметры сварного шва.
6. Что является основным критерием работоспособности сварных швов и соединений?
7. Каково условие прочности стыкового шва?
8. Каково условие прочности нахлесточного шва?

Лекция № 25

Тема 4.2 Неразъёмные соединения.

Клепаные и клеевые соединения. Соединения с натягом

В результате изучения обучающийся должен знать:

- достоинства и недостатки заклепочных и клеевых соединений;
- критерии работоспособности соединений;
- формулы для расчета на прочность.

Содержание лекции

Клепаные соединения

Достоинства, недостатки клепаных соединений

Классификация клёпаных соединений

Критерии работоспособности заклёпочных соединений

Расчёт на прочность элементов заклёпочного шва

Клеевые соединения

Достоинства, недостатки клеевых соединений

Классификация клеев

Расчет на прочность клеевых соединений Соединения с натягом

Классификация соединений с натягом

Достоинства, недостатки соединений с натягом

Расчет на прочность соединений с натягом

Клепаные соединения

Заклёпочным называется соединение деталей с применением заклёпок – крепёжных деталей из высокопластичного материала, состоящих чаще всего из стержня и закладной головки; конец стержня расклёпывается для образования замыкающей головки.

Заклёпочное изделие является неразъёмным и неподвижным, так как в нём отсутствует возможность относительного движения составных частей.

Ряды поставленных заклёпок образуют заклёпочный 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 не свариваемых.

Достоинства клепаных соединений

- 1) хорошо работают в конструкциях, подверженных вибрациям и повторным динамическим нагрузкам, где сварные соединения недостаточно надёжны;
- 2) применяют для соединения материалов, не свариваемых или трудно свариваемых, недопускающих нагрев при сварке, коробящихся или меняющих механические характеристики.

Недостатки клепаных соединений

- 1) повышенная металлоёмкость;
- 2) трудоёмкость изготовления;
- 3) невысокая технологичность.

Классификация клёпаных соединений

- 1) по функциональному назначению: *прочные, плотные;*

- 2) по конструкции: *нахлесточные* рис.4.2.7.а, рис.4.2.7.б и *стыковые* рис.4.2.7. в, рис. 4.2.7.г;
 с одной накладкой рис.4.2.7.а, рис.4.2.7.б, рис. 4.2.7.в или двумя накладками рис.4.2.7.г;
- 3) по форме головок заклепок: рис. 4.2.8
с полукруглой а),
потайной б),
полупотайной в),
плоской е),
полукруглой низкой д).
- в зависимости от соединяемой детали: *полупустотельные, пустотельные рис. 2г), взрывные, повышенного качества.*

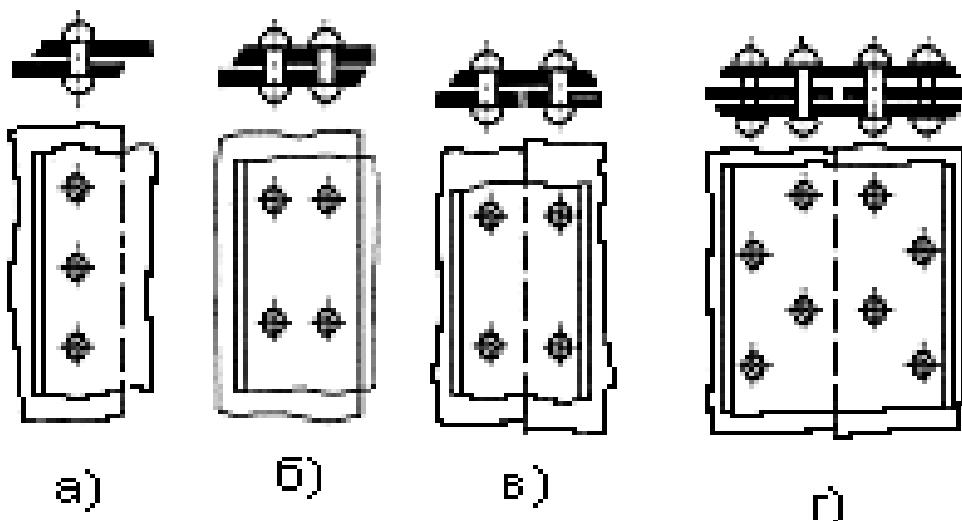


Рисунок 4.2.7 Виды клепанных соединений

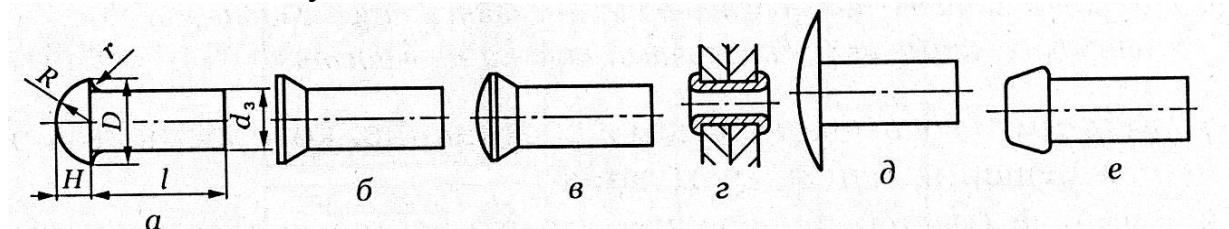


Рисунок 4.2.8 Виды заклепок

Критерии работоспособности заклёпочных соединений

Критерием работоспособности клепанных соединений является прочность, причём при расчётах предполагается, что напряжения в сечениях распределены равномерно.

Расчёт на прочность элементов заклёпочного шва

1. Расчёт односрезного соединения. Нагрузка на одну заклёпку:

$$F' = \frac{F}{z} \quad (4.2.3),$$

где F – нагрузка на соединение,

z – число заклёпок.

Условие прочности на срез (сдвиг):

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d_3^2 z} \leq [\tau_c] \quad (4.2.4),$$

где d_3 – диаметр заклёпки;

$[\tau_c]$ - допускаемое напряжение среза, $[\tau] = 0,2\sigma_B$;

σ_B - временное сопротивление материала.

Необходимое число заклёпок из расчёта на срез:

$$z \geq \frac{4F}{\pi d_3^2 [\tau_c]} \quad (4.2.5).$$

2. Расчёт двухсрезного соединения.

Площадь среза заклёпки: $A_c = \frac{2\pi d_3^2}{4}$ (4.2.6).

Условие прочности на срез

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d_3^2 z'i} \leq [\tau_c], \quad (4.2.7),$$

где i – число площадок среза.

Необходимое число заклёпок с одной стороны от стыка

$$z' \geq \frac{4F}{\pi d_3^2 i [\tau_c]} \quad (4.2.8).$$

3. Расчёт заклёпок и листов на смятие.

Площадь смятия: $A_{cm} = d_3 \delta_{min}$ (4.2.9),

где δ_{min} - минимальная толщина (толщина наиболее тонкого листа).

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{cm} \geq \frac{F}{zd_3 \delta_{min}} \leq [\sigma_{cm}] \quad (4.2.10),$$

где $[\sigma_{cm}]$ - допустимое напряжение смятия,

$[\sigma_{cm}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$; σ_B - временное сопротивление материала детали.

Необходимое число заклёпок из расчёта на смятие соединяемых деталей

$$z \geq \frac{F}{d_3 \delta_{min} [\sigma_{cm}]} \quad (4.2.11).$$

4. Расчёт соединяемых листов на растяжение. Расчёт проводиться в сечении, ослабленном под заклёпки.

Условие прочности: $\sigma_p \geq \frac{F}{\delta(b - z'd_3)} \leq [\sigma_c]$ (4.2.12),

где δ - меньшая из толщин листов,

b – ширина листа,

z' – число заклёпок в ряду.

Клеевые соединения

Клеевым называется неразъёмное соединение составных частей изделия с применением клея. Действие клеев основано на образовании межмолекулярных связей между kleевой плёнкой и поверхностями склеенных материалов.

Применяют для соединения металлических, неметаллических и разнородных материалов. Клеевые соединения применяют в таких ответственных конструкциях, как летательные аппараты и мосты.

Достоинства клеевых соединений

- 1) возможности соединения практически всех конструкционных материалов в любых сочетаниях, любой толщины и конфигурации;
- 2) герметичность;
- 3) коррозийная стойкость соединений;
- 4) не создают концентрации напряжений,
- 5) не вызывают коробления деталей;
- 6) надёжно работают при вибрационных нагрузках;
- 7) клеевые соединения дешевле;
- 8) клеевые конструкции при прочих равных условиях обладают меньшей массой.

Недостатки клеевых соединений

- 1) сравнительно невысокая прочность, в особенности при неравномерном отрыве;
- 2) относительно невысокая долговечность некоторых kleев («старение»);
- 3) низкая теплостойкость;
- 4) необходимость соблюдения мер по технике безопасности (установка приточно-вытяжной вентиляции);
- 5) для большинства соединений требуется нагрев, сжатие и длительная выдержка соединяемых деталей.

Классификация kleев

По природе основного компонента различают kleи:

- неорганические;
- органические;
- элементоорганические;

В зависимости от склеиваемых материалов и условий работы:

- БФ-2, БФ-4 (склеивание стали, алюминиевых и медных сплавов, стекла, пластмасс, кожи);
- kleй 88 (склеивание металлов и неметаллов, дюралюминия с кожей и резиной, дерева с резиной и других материалов);
- эпоксидный kleй ЭД-20 (склеивание и герметизация неразъёмных соединений из стали, алюминия, керамики, стекла и других материалов, обеспечивая термостойкое соединение).

По геометрии kleевого шва:

- по косому срезу рис.4.2.9.а,
- с накладными 4.2.9.б,
- нахлёточными 4.2.9.в

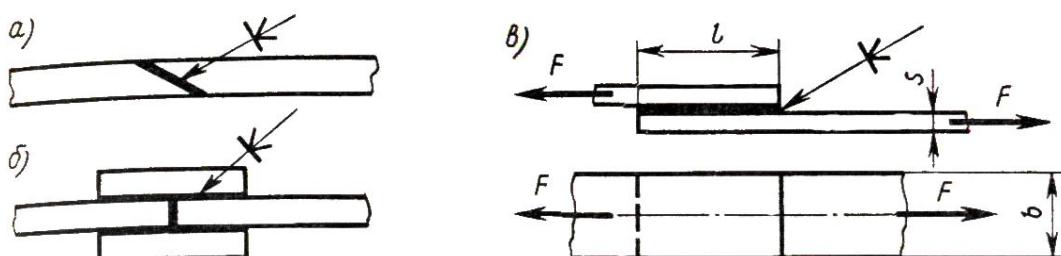


Рисунок 4.2.9 Виды kleевых соединений листов

Расчет на прочность клеевых соединений

(аналогичен расчёту сварных соединений):

- расчёт шва на прочность клеевого шва нахлесточного соединения производят по формуле: $\tau'_c = F / (bl) \leq [\tau'_c]$ (4.2.13),

где τ'_c - расчётное напряжение на срез в клеевом шве. Допустимое напряжение на срез шва для клея БФ-2 $[\tau'_c] = 15 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$, для клея БФ-4 $[\tau'_c] = 25 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$.

Соединения с натягом

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.

Характерными примерами деталей, соединенных посадками с натягом, являются: венцы зубчатых и червячных колес (рис.4.2.10.а), подшипники качения (рис. 4.2.10.б), роторы электродвигателей и т. д.

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

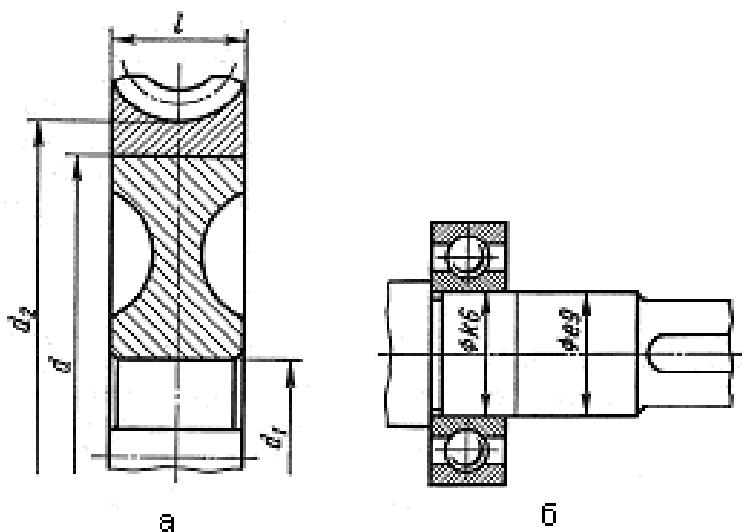


Рисунок 4.2.10 Виды соединений с натягом

Классификация соединений с натягом

- Цилиндрические соединения по способу сборки разделяются
- 1) на соединения, собираемые *запрессовкой*;
 - 2) на соединения, собираемые с предварительным *нагревом* охватывающей или с *охлаждением* охватываемой детали. Прочность соединения деталей, собираемых с нагревом или охлаждением, выше прочности соединений запрессовкой (примерно в 2,5 раза). Для сталей допускаемая температура нагрева $[t]=230\ldots240^{\circ}\text{C}$, для бронз $[t]=150\ldots200^{\circ}\text{C}$. В зависимости от требуемой температуры охватывающую деталь нагревают в воде (до 100°C), в масле (до 130°C), в электрической или газовой печи. Охватываемую деталь охлаждают сухим льдом (температура испарения — 80°C) или жидким азотом (температура испарения — 200°C).
 - 3) на соединения, собираемые с предварительным *нагревом* охватывающей и с *охлаждением* охватываемой детали.

Достоинства соединений с натягом

- 1) Простота конструкции и хорошее базирование соединяемых деталей.
- 2) Большая нагрузочная способность.

Недостатки соединений с натягом

- 1) Сложность сборки и особенно разборки.
- 2) Рассеивание прочности соединения в связи с колебаниями действительных посадочных размеров в пределах допусков.

Расчет на прочность 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 (рис.4.2.11). Концентрация давлений у краев отверстия вызвана вытеснением скатого материала от середины в обе стороны. У торцов они больше средних давлений в 2…3,5 раза. Расчет на прочность деталей соединения основан на предположении, что контактные давления распределяются равномерно по поверхности контакта. Опасным элементом соединения, как правило, является охватывающая деталь.

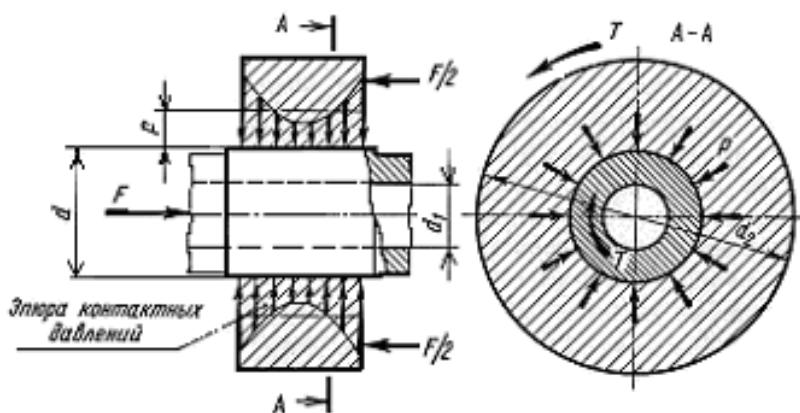


Рисунок 4.2.11 Распределение сил и напряжений в соединениях с натягом

Взаимная неподвижность деталей соединения с натягом обеспечивается соблюдением условия: $p_m \geq [p_v]_{\max}$ (4.2.14),

где $[p_m]_{\max} = 0,5\sigma_T \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]$ - максимальное контактное давление, допускаемое

прочностью охватывающей детали,

σ_T - предел текучести материала охватывающей детали.

При нагружении соединения осевой силой F (рис. 4.2.11)

$$p_m \geq \frac{K \cdot F}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} \quad (4.2.15),$$

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).

При нагружении соединения вращающим моментом Т (рис. 4.2.11)

$$p_m \geq \frac{K \sqrt{F^2 + (2T/d)^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} \quad (4.2.16).$$

При сборке соединения микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются (рис. 4.2.12).

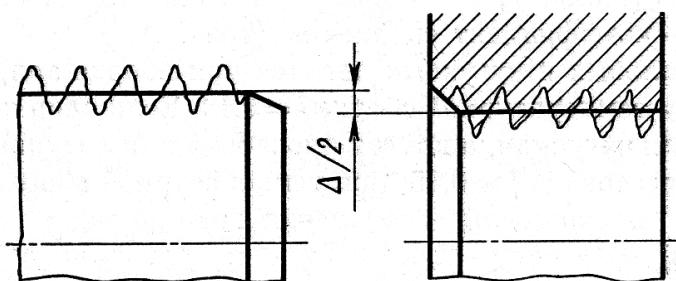


Рисунок 4.2.12 Образование посадки с натягом

Для компенсации этого в расчет вводят поправку u .

Если соединение с натягом подвержено нагреву в процессе работы и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового зубчатого венца червячного колеса с чугунным или стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление натяга соединения. Для компенсации этого в расчет вводят поправку на температурную деформацию Δ_t .

Максимальный допустимый натяг соединения, гарантирующий прочность охватывающей детали: $[N]_{mfx} \leq [\Delta]_{\max} \Delta + u$ (4.2.17).

Минимальный допустимый натяг соединения, гарантирующий прочность охватывающей детали: $[N]_{min} \geq \Delta + u + \Delta_t$ (4.2.18).

По значению минимального и максимального натягов подбирают стандартную посадку.

1. Для облегчения установки под прессом и во избежание образования заусенцев, соединяемые детали должны иметь приемные фаски (рис. 4.2.13).

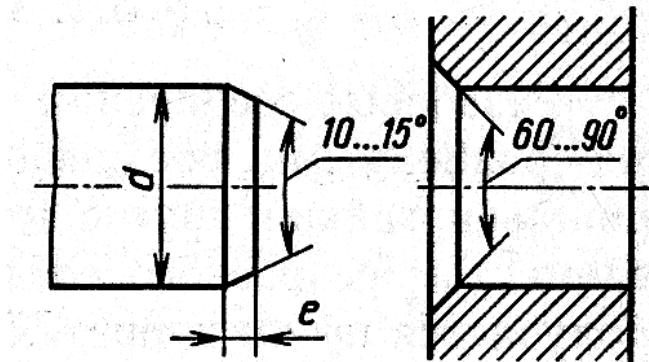


Рисунок 4.2.13 Приемные фаски для соединения с натягом

При наличии свободного места на валу рекомендуется выполнять центрирующий участок со свободной посадкой (рис. 4.2.14.б).

2. Для повышения усталостной прочности вала под ступицей обычно номинальный посадочный диаметр увеличивают с применением плавных переходов – галтелей (рис. 4.2.14.а). Для той же цели могут быть применены разгрузочные канавки на валах у ступиц (рис. 4.2.14.б) или на торцах ступиц (рис. 4.2.14.в), укорочение посадочной части вала (рис.4.2.14.а).

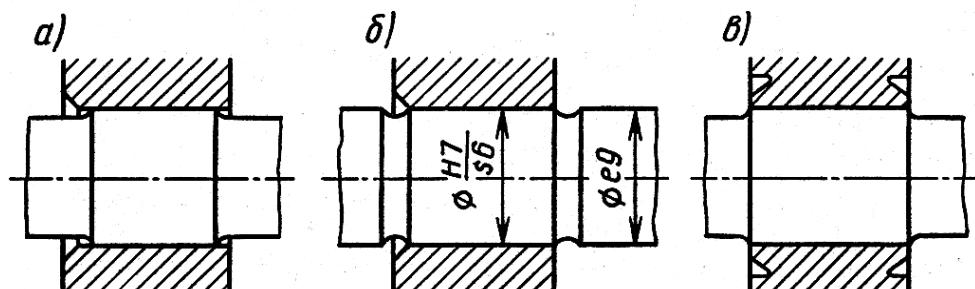


Рисунок 4.2.14 Конструктивные особенности вала и ступицы
в соединениях с натягом

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки клепанных соединений?
2. Как классифицируют клепанные соединения?
3. Что является основным критерием клепанных соединений?
4. Где применяют kleевые соединения?
5. Какими способами могут осуществляться соединения с натягом?
6. В каких случаях применяют соединения с натягом?
7. Достоинства и недостатки соединений с натягом.
8. Как производят расчет на прочность соединений с натягом?

Лекция № 26

Тема 4.3. Разъемные соединения. Типы резьбы

В результате изучения обучающийся должен знать:

- виды разъемных соединений;
- достоинства и недостатки резьбовых соединений;
- область применения различных типов резьб;
- классификацию резьб;
- параметры резьбы.
- критерии работоспособности резьбовых соединений;
- виды стандартных крепежных изделий;

Содержание лекции

Общие положения

Резьбовые соединения

Достоинства резьбовых соединений

Недостатки резьбовых соединений

Классификация резьб

Основные геометрические параметры резьбы

Типы резьб

Общие положения

Разъёмными называют соединения, разборка которых происходит без нарушения целостности составных частей изделий. Наиболее распространёнными в машиностроении видами разъёмных соединений являются: резьбовые, шпоночные, шлицевые, клиновые, штифтовые и профильные.

Резьбовые соединения

Резьбовым называют соединение составных частей изделия с применением детали, имеющей резьбу.

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 надёжность,
- 3) малые габариты и вес крепёжных 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.

Классификация резьб

- 1) По форме поверхности, на которой образована резьба (рис. 4.3.1):
 - цилиндрические;
 - конические.

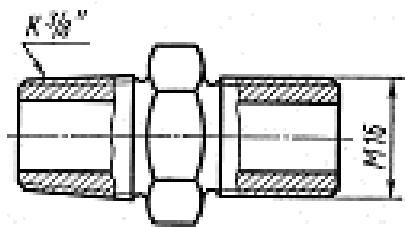


Рисунок 4.3.1 Виды резьбы по форме поверхности

2) По форме профиля резьбы:

- треугольные (рис.4.3.2.а),
- трапециoidalные (рис. 4.3.2.б),
- упорные (рис.4.3.2.в),
- прямоугольные (рис.4.3.2.г) и
- круглые (рис. 4.3.2.д).

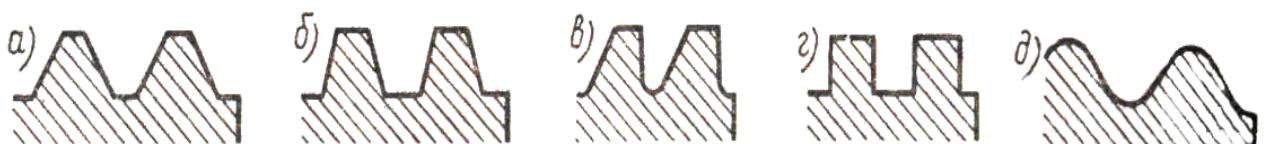


Рисунок 4.3.22 Формы профиля резьбы

3) По направлению винтовой линии:

правая и левая.

4) По числу заходов:

однозаходные, многозаходные (заходность определяется с торца по количеству сбегающих витков).

5) По назначению:

- крепёжные,
- крепёжно-уплотняющие,
- резьбы для передачи движения.

Крепежные резьбы применяют в резьбовых соединениях. Они имеют треугольный профиль, который характеризуется большим трением, предохраняющим резьбу от самоотвинчивания, высокой прочностью и технологичностью.

Крепежно-уплотняющие резьбы применяют в соединениях, где требуется герметичность. Эти резьбы также треугольного профиля, но без радиальных зазоров.

Резьбы для передачи движения применяются в винтовых механизмах и имеют трапециoidalный или прямоугольный профиль, который характеризуется меньшим трением.

Основные геометрические параметры резьбы

Наружный диаметр болта d , гайки D (рис.4.3.3.3);

внутренний диаметр болта d_1 , гайки D_1 ;

средний диаметр болта d_2 , гайки D_2 ;

угол профиля α ;

шаг резьбы p – расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении ;

ход резьбы $p_h = zp$ – расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении; число заходов z ;
угол подъёма резьбы ψ (чем больше заходность резьбы, тем больше угол подъема резьбы).

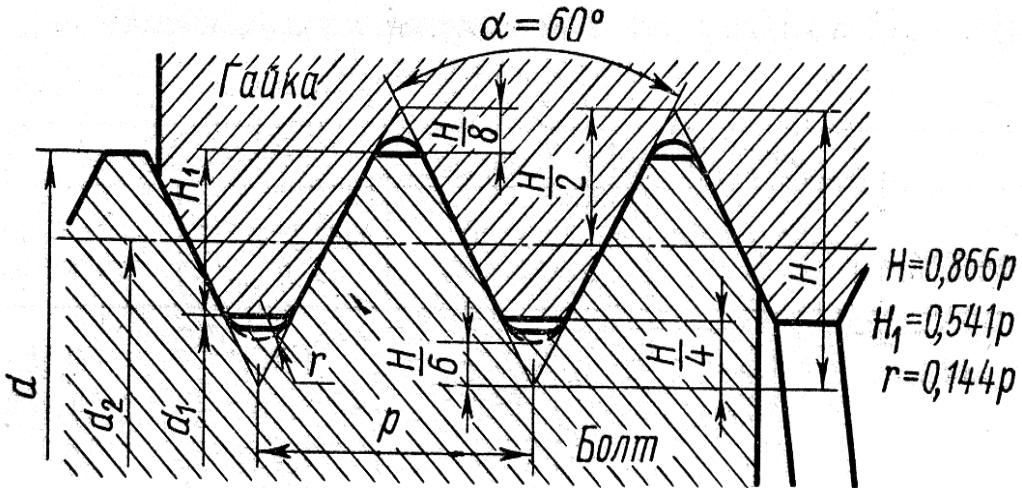


Рисунок 4.3.3 Геометрические параметры резьбы

Типы резьб

Резьба метрическая ГОСТ 9150-81

Метрическая резьба наиболее распространенная среди крепежных резьб. Она имеет профиль равностороннего треугольника с углом при вершине 60^0 . Метрические резьбы изготавливают с мелким шагом (рис. 4.3.4.а), крупным шагом (рис. 4.3.4.б). В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом. Она менее чувствительна к изнашиванию и неточностям изготовления. Резьба с мелким шагом меньше ослабляет деталь и характеризуется повышенным самоторможением за счет малого угла подъема винтовой линии. Ее применяют в резьбовых соединениях, работающих при знакопеременных нагрузках, а также в тонкостенных деталях.

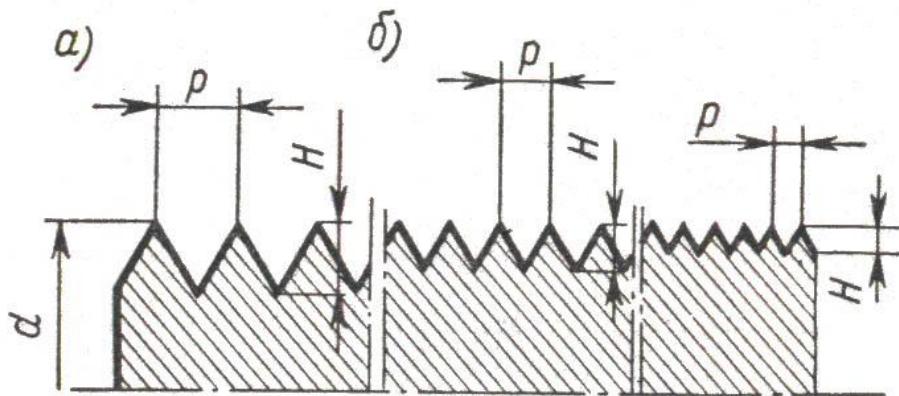


Рисунок 4.3.4 Резьба метрическая

Резьба метрическая коническая ГОСТ 2529-82 (рис. 4.3.5 и рис.4.3.6)

Соединение наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой

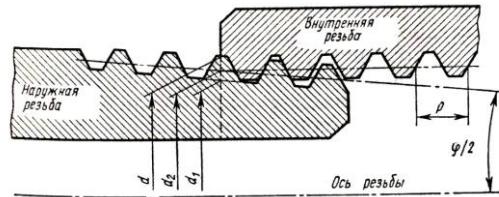


Рисунок 4.3.5 Цилиндрическое резьбовое соединение

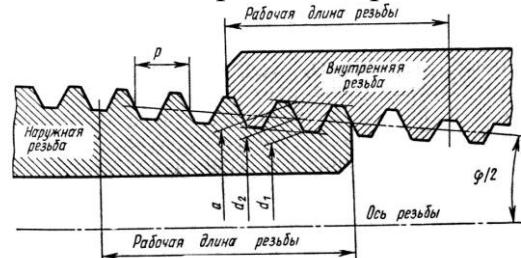


Рисунок 4.3.6 Коническое резьбовое соединение

Резьба трапециoidalная ГОСТ 9484-81 (рис. 4.3.7)

Профиль резьбы – равнобочная трапеция с углом 30^0 . Применяется в передаче винт-гайка, а также для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков).

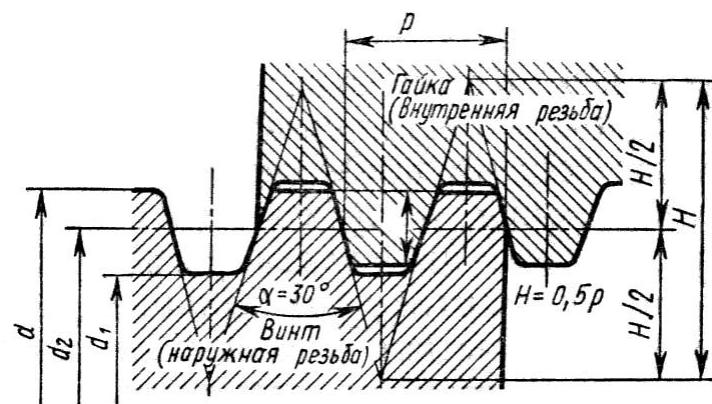


Рисунок 4.3.7 Резьба трапециoidalная

Резьба упорная ГОСТ 10177-82 (рис. 4.3.8)

Упорная резьба имеет профиль неравнобочкой трапеции с углом 27^0 . Применяется также в передаче винт-гайка при больших односторонних нагрузках (грузовые винты прессов, домкраты).

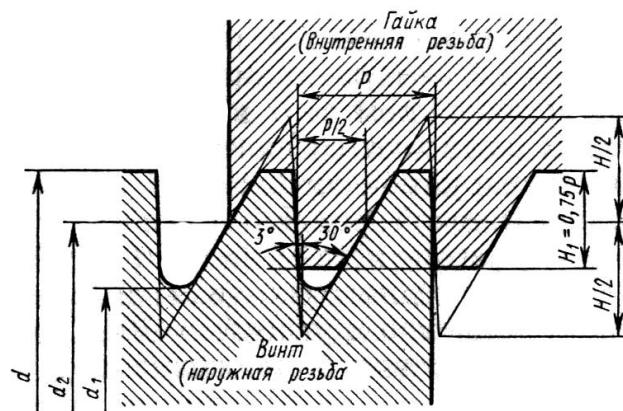


Рисунок 4.3.8 Резьба упорная

Резьба круглая СТ СЭВ 3293-81 (рис. 4.3.9)

Профиль состоит из дуг, сопряженных короткими линиями. Резьба характеризуется высокой динамической прочностью. Применяется в тяжелых условиях эксплуатации в загрязненных средах (в пожарной и гидравлической арматуре, в тонкостенных изделиях – цоколи и патроны эл. ламп, противогазы).

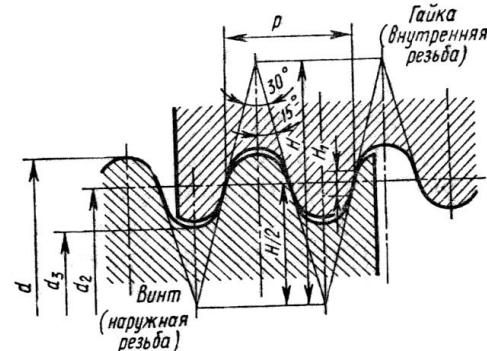


Рисунок 4.3.9 Резьба круглая

Резьба дюймовая (рис. 4.3.10)

Резьба имеет профиль равнобедренного треугольника с углом при вершине 55° . Применяется при ремонте деталей импортных машин.

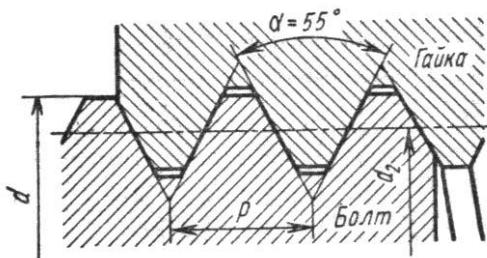


Рисунок 4.3.10 Резьба дюймовая

Резьба трубная цилиндрическая ГОСТ 6357-81 (рис. 4.3.11)

Трубная цилиндрическая резьба является мелкой дюймовой резьбой, но с закругленными выступами и впадинами. Из-за отсутствия радиальных зазоров она герметична и применяется для соединения труб. Большую герметичность дает трубная коническая резьба.

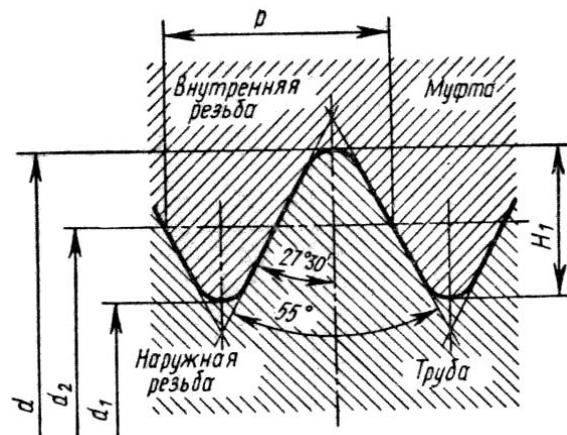


Рисунок 4.3.11 Резьба трубная цилиндрическая

Резьба прямоугольная (рис. 4.3.12)

Профиль резьбы – квадрат. При ее изнашивании образуются зазоры. Которые трудно устранить. Применяется редко.

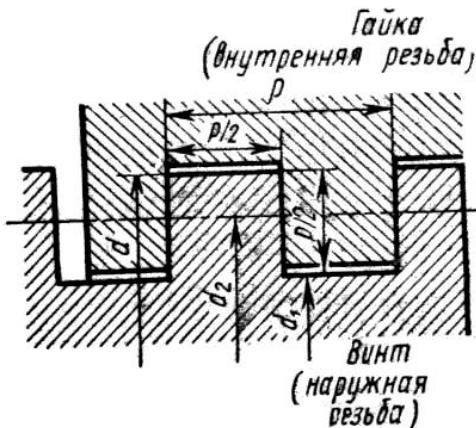


Рисунок 4.3.12 Резьба прямоугольная

Контрольные вопросы

1. К какому виду соединений относятся резьбовые соединения?
2. Как классифицируют резьбы в зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба?
3. Как классифицируют резьбы в зависимости от формы профиля резьбы?
4. Как классифицируют резьбы в зависимости от назначения?
5. Где применяют резьбы?
6. Назовите достоинства и недостатки резьбовых соединений.
7. Что понимают под профилем резьбы, шагом резьбы, углом профиля и углом подъема резьбы?
8. Где применяется метрическая резьба? Какие различают виды метрической резьбы?
9. Где применяют трубную, дюймовую, трапецеидальную, круглую и упорную резьбы? Какой профиль они имеют?
10. В каких случаях применяют резьбу с мелким шагом?
11. Почему крепежные детали имеют резьбу треугольного профиля?
12. Почему в грузовых винтах применяется упорная однозаходная резьба?

Лекция № 27

Тема 4.3. «Разъемные соединения. Расчет резьбовых соединений»

В результате изучения обучающийся должен знать:

- виды резьбовых соединений;
- критерии работоспособности резьбовых соединений;
- виды стандартных крепежных изделий.

Содержание лекции

Стандартные типы крепёжных деталей

Критерии работоспособности резьбы и резьбовых соединений. Расчёт резьбы на прочность

Расчёт болтовых соединений на прочность

Стандартные типы крепёжных деталей

К крепежным деталям относятся: болты, гайки, винты, шурупы, шпильки, шайбы. Они могут быть специального и общего назначения.

К крепежным деталям специального назначения относятся рым-болты, анкерные болты и т. д. (рис 4.3.13)

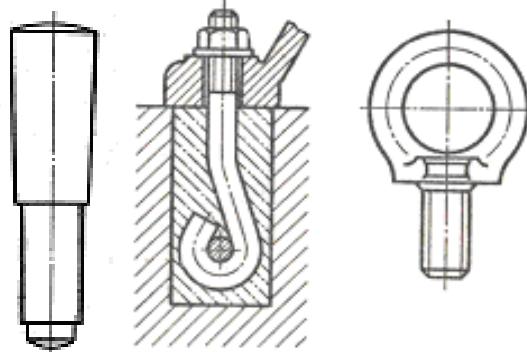


Рисунок 4.3.13 Виды деталей специального назначения

К крепежным деталям общего назначения относятся:

1. Болты (рис. 4.3.14):

- а) с нормальным стержнем;
- б) болты для постановки в отверстие с зазором;
- в) болты без зазора в отверстие из-под развёртки;
- г) болты с уменьшенным диаметром ненарезаемой части стержня для повышения упругой податливости и выносливости при переменных напряжениях.

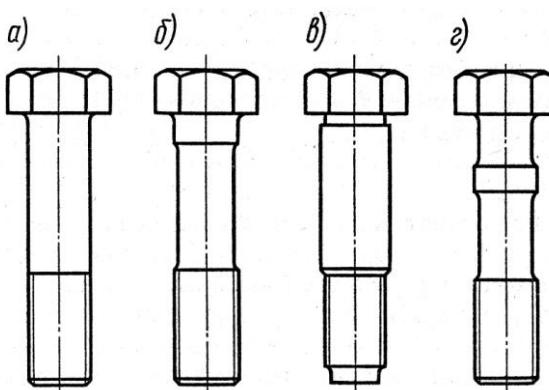


Рисунок 4.3.14 Виды болтов

2. Винты (рис. 4.3.15):

- а) шестиграннныe а),
- б) полукруглые б),
- в) цилиндрические в),
- г) потайные е),
- д) цилиндрические с шестигранным углублением под ключ ж),
- е) установочные винты (рис.4.3.16).

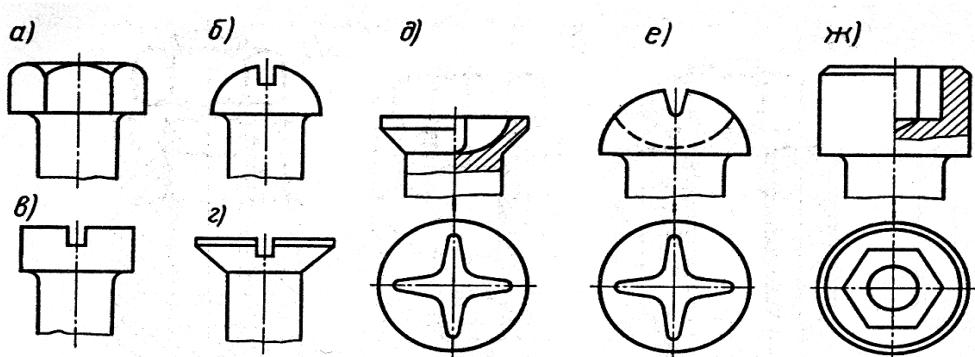


Рисунок 4.3.15 Виды головок винтов

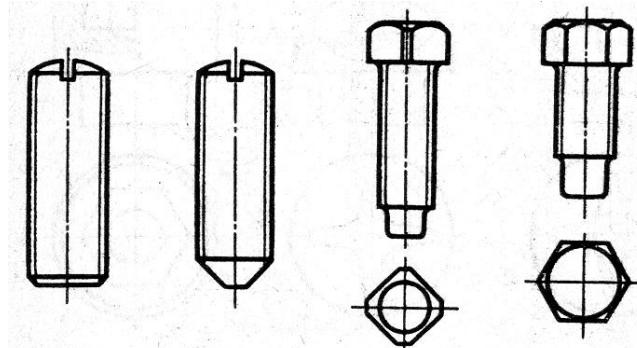


Рисунок 4.3.16 Установочные винты

3. Шпильки (рис. 4.3.17).

Соединение шпильками применяют, когда по условиям эксплуатации требуется частая разборка соединения, которая приводит к преждевременному износу резьбы.

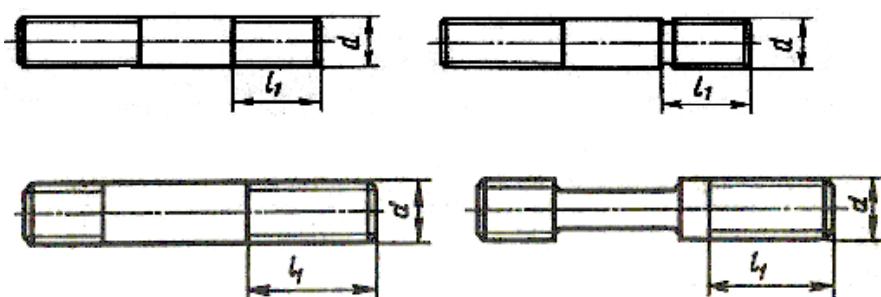


Рисунок 4.3.17 Виды шпилек

4. Гайки (рис. 4.3.18):

- шестигранные с одной или с двумя фасками а, б); нормальные а,б), высокие г), низкие в).
- шестигранные прорезные д);
- шестигранные корончатые е);
- круглые гайки з);
- гайка-барашек ж);

Наиболее распространены шестигранные гайки. Высокие гайки применяют при частых сборках-разборках для уменьшения износа резьбы.

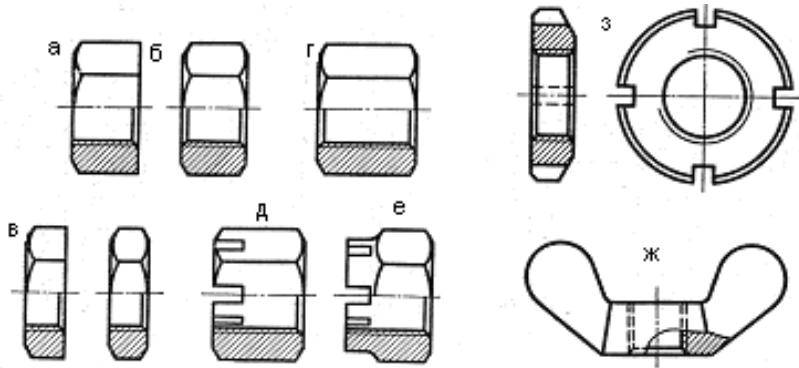


Рисунок 4.3.18 Гайки

5. Шайбы (рис. 4.3.19).

Шайбы подкладывают под гайки для предохранения деталей от задиров и увеличения опорной поверхности.

Шайбы бывают точеные а), штампованные б), для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания – стопорные в).

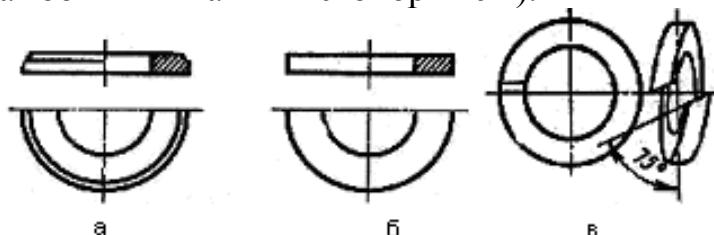


Рисунок 4.3.19 Шайбы

На рис. 4.3.20 представлены резьбовые соединения различными крепежными деталями: болтовое а), винтовое б), шпилечное в).

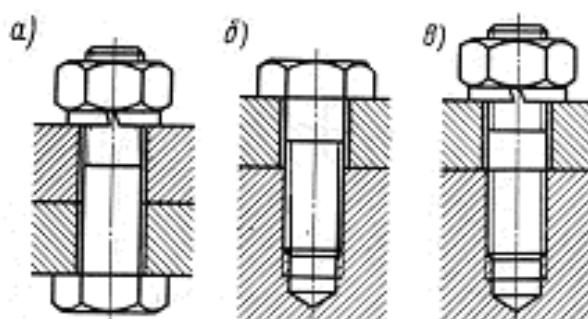


Рисунок 4.3.20 Виды резьбовых соединений

Критерии работоспособности резьбы и резьбовых соединений. Расчёт резьбы на прочность

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

Условие прочности резьбы на срез имеет вид:

$$\tau_{cp} = Q / A_{cp} \leq [\tau_{cp}] \quad (4.3.1),$$

где Q – осевая сила,

A_{cp} – площадь среза витков нарезки.

Условие прочности резьбы на смятие имеет вид:

$$\sigma_{cm} = Q / A_{cm} \leq [\sigma_{cm}] \quad (4.3.2),$$

где A_{cm} – условная площадь смятия.

Расчёт незатянутых болтов

Условие прочности нарезанной части стержня на растяжение имеет вид:

$$\sigma_p = Q / A_p \leq [\sigma_p] \quad (4.3.3).$$

Расчёт затянутых болтов

Согласно условию прочности $\sigma_{ekb} \leq [\sigma_p]$ запишем

$$\sigma_{ekb} = 1,3Q / (\pi d_p^2 / 4) = Q_{расч} / (\pi d_p^2 / 4) \leq [\sigma_p], \quad (4.3.4)$$

где $Q_{расч} = 1,3Q$,

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение при растяжении.

Допускаемые напряжения:

при расчёте на растяжение: $[\sigma_p] = \sigma_m / [s]$

при расчёте на срез: $[\tau_{cp}] = 0,4\sigma_m$;

при расчёте на смятие: $[\sigma_{cm}] = 0,8\sigma_m$;

Расчёт болтовых соединений на прочность

1. Расчёт незатянутого болта при действии осевой силы. Стержень болта работает только на растяжение (рис. 4.3.21).

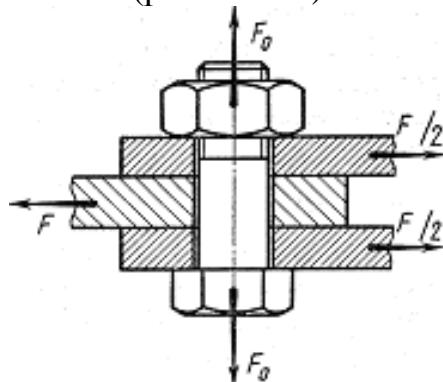


Рисунок 4.3.21 К расчету болта

Проектировочный расчёт выполняют по формуле

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[\sigma_p]}} \quad (4.3.5)$$

где d_p – минимальный расчётный диаметр болта,

F_0 – внешняя осевая сила.

Диаметр резьбы определяется по формуле:

$$d = d_p + 0,94p \quad (4.3.6),$$

где p – шаг резьбы,

d – наружный диаметр резьбы.

2. Расчёт затянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой. Для обеспечения плотностистыка и жесткости соединения болты (винты, шпильки) затягивают. В затянутом соединении полная нагрузка на болт составляет

$$F\delta = F_0 + \chi F \quad (4.3.7),$$

где F_0 – силы предварительной затяжки,

χ - коэффициент внешней нагрузки, учитывающий, какая часть внешней нагрузки при совместной деформации болта и деталей без прокладки, $\chi = 0,4...0,5$ при соединении деталей с упругой прокладкой (резина, картон и др.). Затянутый болт растянут и скручен за счёт трения в резьбе и под головкой болта. Эквивалентное напряжение в стержне по гипотезе формоизменения

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2}.$$

Для метрической резьбы $\sigma_s = 1,3\sigma_p$.

3. Расчёт болта при совместном действии растяжения и кручения сводится к расчёту по увеличенной растягивающей силе.

4. Расчёт болтов для крепления крышек цилиндров, находящихся после затяжки под давлением. Используя формулу для определения полной нагрузки на болт, можно записать окончательную расчётную формулу с учётом кручения:

$$F_p = 1,3F_0 + \chi F \quad (4.3.8),$$

где F_0 – сила предварительной затяжки болта, рассчитывается из условия нераскрытиястыка,

F – часть внешней силы в расчёте на один болт, $F = \frac{F_\Sigma}{\zeta}$,

ζ - число болтов.

Расчётный диаметр болта определяют по формуле:

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}} \quad (4.3.9),$$

где $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$;

σ_T - предел текучести материала,

$[s]$ – коэффициент запаса прочности, зависящий от условий работы, материала и диаметра резьбы.

В начале расчёта величина $[s]$ задаётся ориентировочно, после расчёта уточняется.

5. Расчёт болта под действием поперечной силы, болт установлен без зазора. Болт установлен в отверстие из-под развёртки, работает на срез и смятие.

Условие прочности на срез: $d_c = \sqrt{\frac{4F_T}{\pi[\tau_c]}}$ (4.3.10).

Проверочный расчёт на смятие: $\sigma_{cm} = \frac{F_T}{d_c \delta} \leq [\sigma_{cm}]$ (4.3.11).

6. Расчёт болта под действием поперечной силы, болт установлен в отверстие с зазором. Необходимая затяжка создаёт силу трения, препятствующую сдвигу деталей под действием внешней силы. Затянутый болт работает на растяжение и скручен за счёт трения в резьбе.

Потребная затяжка

$$F_{sam} \geq \frac{F_T}{if}; \quad F_{sam} = \frac{KF_T}{if} \quad (4.3.12),$$

где i – число плоскостей трения,
 K – коэффициент запаса сцепления, $K = 1,3 \dots 1,5$.
 Влияние скручивания болта при затяжке учитывают, увеличивая расчётную нагрузку на 30%:

$$F_{\text{расч}} = 1,3 F_{\text{зат}} \quad (4.3.13)$$

Расчётный диаметр болта

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]}} = 1,3 \sqrt{\frac{K F_T}{i f [\sigma_p]}} \quad (4.3.14)$$

7. Формулы для проверочного расчёта болтов:

$$\text{Болт растянут и скручен: } \sigma_s = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p] \quad (4.3.15)$$

$$\text{Болт работает на сдвиг: } \tau_c = \frac{F_T}{A_c} \leq [\tau_c] \quad (4.3.16)$$

Контрольные вопросы

1. С помощью каких деталей осуществляются резьбовые соединения?
2. Какие крепежные детали относятся к деталям общего назначения?
3. Какие виды винтов и гаек вам известны?
4. Какими бывают болты и шпильки в зависимости от их назначения?
5. Что является основным критерием работоспособности резьбовых соединений?
6. Какие напряжения возникают в стержне болта, в теле гайки, в витках резьбы?
7. По какому критерию работоспособности производят расчет на прочность болтов, винтов и шпилек?
8. По какой формуле определяется расчетный диаметр стержня болта?
9. По какой формуле определяется наружный диаметр резьбы?

Лекция № 28

Тема 4.3. Разъемные соединения. Шлицевые и шпоночные соединения

В результате изучения обучающийся должен знать:

- достоинства и недостатки шлицевых и шпоночных соединений;
- типы шпонок;
- виды шлицевых соединений;
- критерии работоспособности шпоночных и шлицевых соединений;
- формулы для расчета на прочность шпоночных и шлицевых соединений.

Содержание лекции

Шпоночные соединения

Достоинства шпоночных соединений

Недостатки шпоночных соединений

Типы шпонок

Критерии работоспособности шпоночных соединений

Шлицевые соединения

Достоинства шлицевых соединений

Недостатки шлицевых соединений

Классификация шлицевых соединений

Критерии работоспособности и расчет шлицевых соединений

Шпоночные соединения

Шпоночными соединениями называют разъёмные соединения составных частей изделий с применением шпонок. Шпоночные соединения состоят из вала, шпонки и ступицы колеса. Шпонка представляет собой стальной брус, который вставляется в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей колеса, шкива, звездочки. Шпоночные соединения широко применяются во всех отраслях машиностроения при малых нагрузках и необходимости легкой сборки, разборки. По мере роста нагрузок применение шпоночных соединений сокращается.

Достоинства шпоночных соединений

- 1) простота конструкции;
- 2) легкость сборки и разборки соединения.

Недостатки шпоночных соединений

- 1) шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой детали (уменьшается сечение детали);
- 2) шпоночное соединение трудоемко в изготовлении.

Типы шпонок

1) Призматические шпонки (рис.4.3.22):

- со скругленными торцами;
- с плоскими торцами;
- с одним плоским, а другим скругленным торцом.

2) Сегментные шпонки (рис.4.3.23).

3) Клиновые шпонки (рис.4.3.24).

4) Тангенциальные шпонки (рис.4.3.25).

Шпоночные соединения подразделяют на напряжённые и ненапряжённые.

Ненапряженные соединения получают с помощью призматических и сегментных шпонок. Напряженные соединения получают с помощью применения клиновых и тангенциальных шпонок.

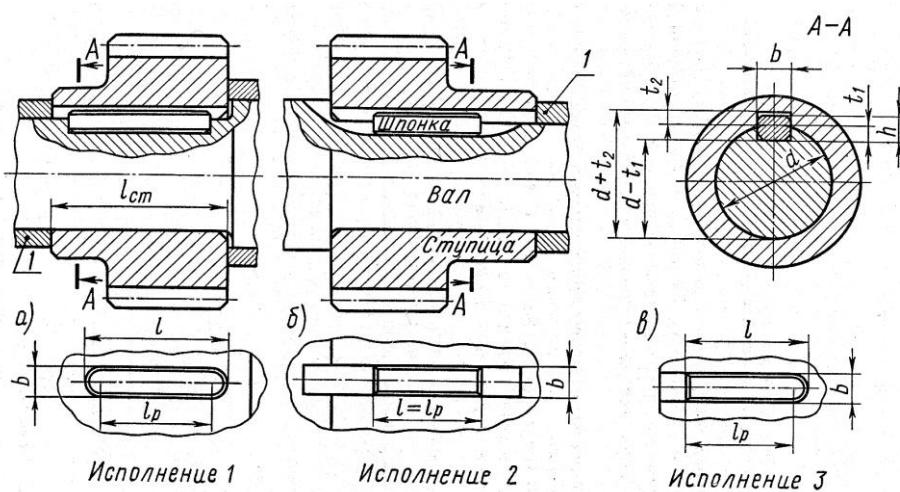


Рисунок 4.3.22

Призматические шпонки не удерживают насаженные детали от осевого смещения. Чтобы застопорить деталь, применяют распорные втулки 1 (рис.4.3.22) или установочные винты 1 (рис.4.3.23).

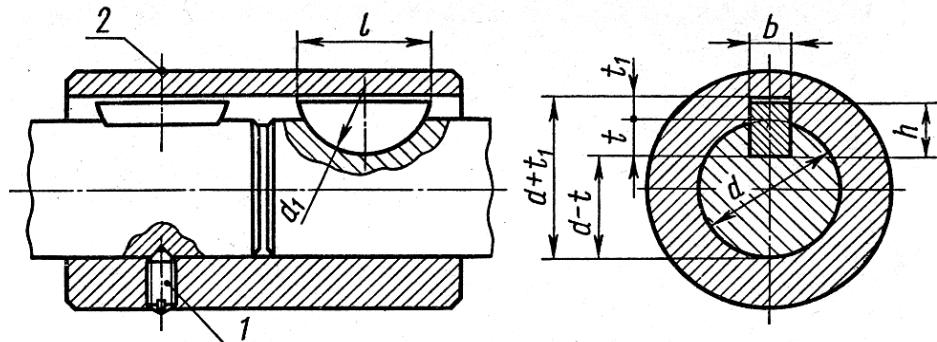


Рисунок 4.3.23 Сегментные шпонки

Сегментные шпонки применяют в соединениях, передающих небольшие врачающие моменты. Они просты в изготовлении и при монтаже.

Клиновые шпонки (рис.4.3.24) имеют форму односкосных клиньев с уклоном. Такой же уклон имеют пазы в ступицах деталей. Клиновые шпонки забивают в пазы. Поэтому создается напряженное соединение. Эти шпонки передают не только врачающий момент, но и удерживают деталь от осевого смещения. Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах.

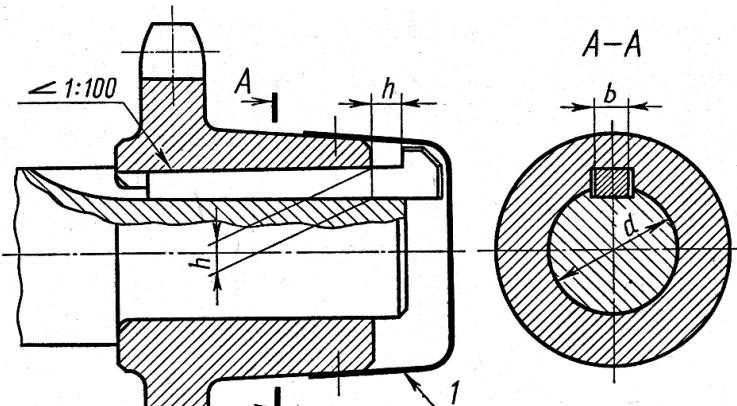


Рисунок 4.3.24 Клиновые шпонки

Тангенциальные шпонки состоят из двух односкосных клиньев. Они вводятся в пазы ударом. Применяют для валов с диаметром более 60 мм при передаче больших врачающих моментов.

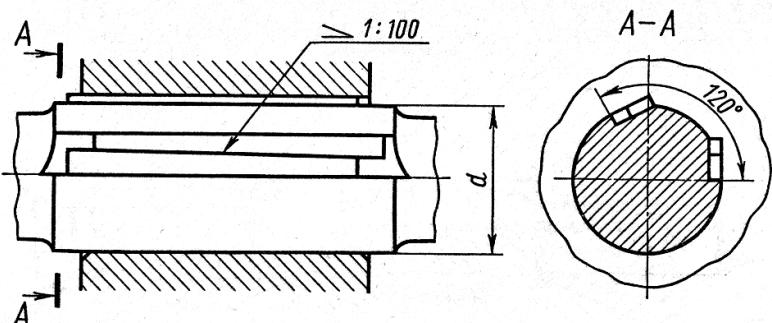


Рисунок 4.3.25 Тангенциальные шпонки

Критерии работоспособности шпоночных соединений

Основными критериями работоспособности ненапряжённых шпоночных соединений являются прочность шпонки на срез и прочность шпонки на смятие. Под действием вращающего момента в шпонке возникают нормальные напряжения смятия σ_{cm} и касательные напряжения среза τ_{cp} (рис.4.3.26).

Расчётная формула на срез шпонки имеет вид

$$\tau_{cp} = 2T / (dA_{cp}) \leq [\tau_{cp}] \quad (4.3.18),$$

где T – вращающий момент,

d – диаметр вала,

A_{cp} – площадь среза шпонки.

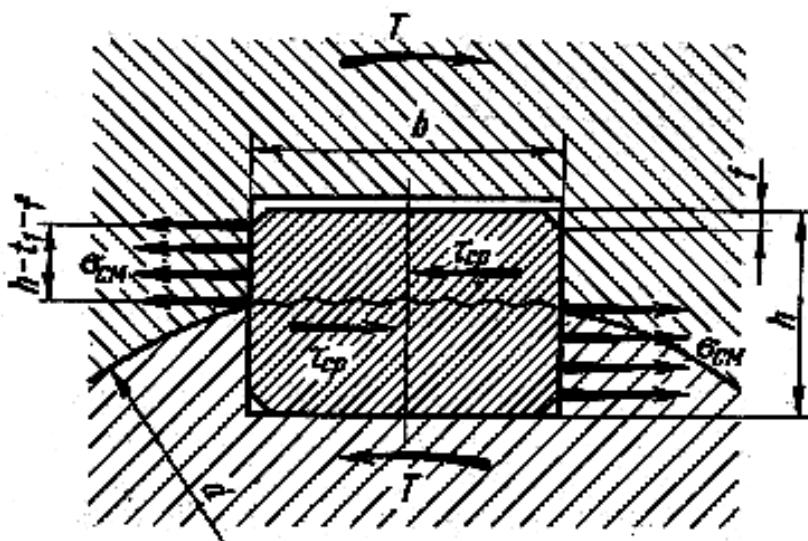


Рисунок 4.3.26 Распределение напряжений в шпоночном соединении

Расчётная формула шпоночного соединения на смятие имеет вид:

$$\sigma_{cm} = 2T / (dA_{cm}) \leq [\sigma_{cu}] \quad (4.3.19),$$

где $A_{cm} = (h - t_1)l_p$ - площадь смятия,

$(h - t_1)$ - высота площадки смятия,

l_p - расчётная длина шпонки.

Размеры шпонок стандартизованы.

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

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

- 1) По характеру соединения:
 - неподвижные (рис.4.3.27.а);
 - подвижные (блок шестерен коробки передач).
- 2) По форме зубьев:
 - прямобочными (рис. 4.3.27.а),
 - эвольвентными (рис .4.3.28.а),
 - треугольные (рис. 4.3.28.б).
- 3) По способу центрирования детали относительно вала:
 - по наружному диаметру, по внутреннему диаметру, по боковым поверхностям зубьев.

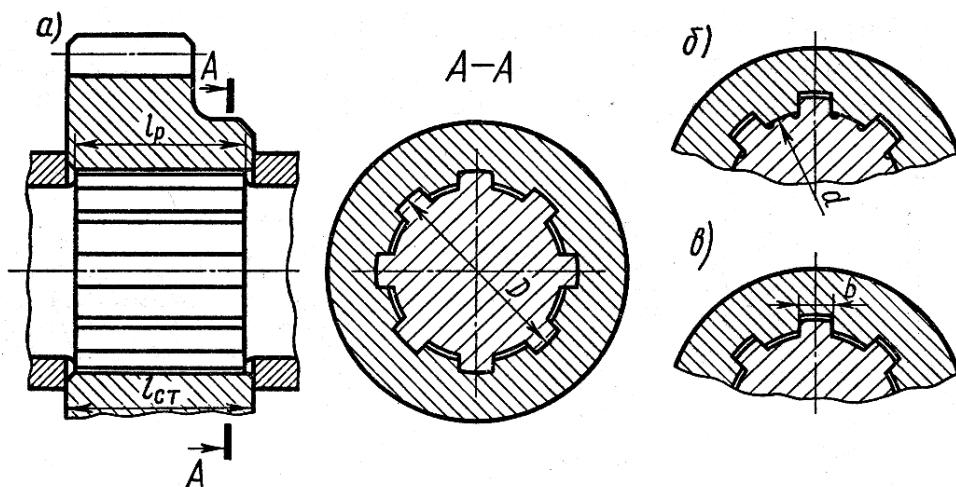


Рисунок 4.3.27 Шлицевые соединения

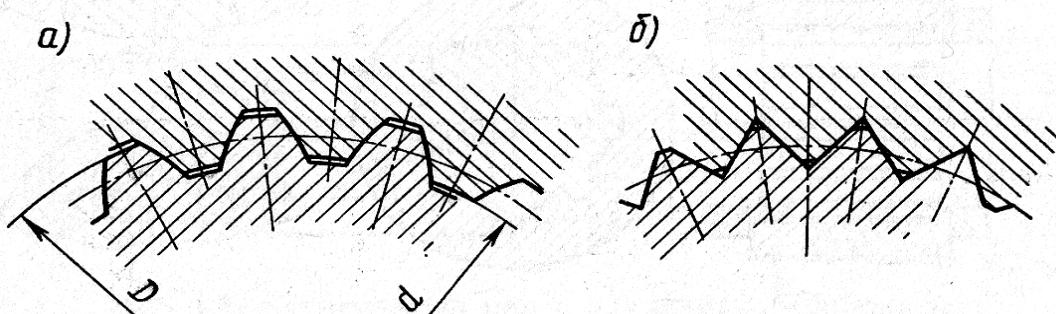


Рисунок 4.3.28 Форма шлицов

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 врачающих моментов.

Критерии работоспособности и расчет шлицевых соединений

Основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление рабочих поверхностей зубьев смятию и изнашиванию.

Расчет на смятие производится по условию:

$$\sigma_{cm} = 2T/(d_{cp}A_{cp}) \leq [\sigma_{cm}] \quad (4.3.20),$$

где T – вращающий момент,

$d_{cp} = (D + d)/2$ – средний диаметр шлицевого соединения,

A_{cm} – площадь смятия,

$[\sigma_{cm}]$ - допускаемое среднее давление из расчета на смятие.

Расчет соединения на износ производится по формуле:

$$\sigma_{uzn} = T/(S_F l) \leq [\sigma_{uzn}] \quad (4.3.21),$$

где $[\sigma_{uzn}]$ - допускаемое напряжение из расчета на износ $[\sigma_{uzn}] = 0,032 \text{ НВ}$ - для улучшенных зубьев, $[\sigma_{uzn}] = 0,3 \text{ HRC}_9$ – для закаленных зубьев.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки шпоночных соединений?
2. Какие виды шпонок известны?
3. В каких случаях устанавливают призматические шпонки?
4. Какие достоинства имеют соединения сегментными шпонками? Где их применяют?
5. В каких случаях применяют клиновые и тангенциальные шпонки?
6. Что является основным критерием работоспособности шпоночного соединения?
7. По какому условию рассчитываются шпонки на прочность?
8. Назовите достоинства и недостатки шлицевых соединений.
9. По каким признакам различают шлицевые соединения?
10. Назовите способы центрирования шлицевых соединений.
11. Что является основным критерием работоспособности шлицевых соединений?

Литература

1. Анульев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : В 3 т. – М. : Машиностроение, 2006, 936, 968, 936 с.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. "Расчеты на прочность деталей машин" Справочник - М: Машиностроение, 1993, - 640с.
3. Детали машин: Учеб. для студентов втузов/Под ред. В.А. Финогенова. — 6-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 2000. — 383 с: ил.
4. Иванов М.Н. Детали машин : учебник / М.Н. Иванов – М. : Высшая школа, 2003г. - 383с.
5. Ицкович Г.М. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин / Ицкович Г.М., Чернавский С.А., Киселев В.А. и др.; М.: Машиностроение 2008. - 326 с.
6. Коновалов А.Б. Расчет цепных передач : методические указания для студентов всех специальностей / Коновалов А.Б. Кириленко А.Л. Аввакумов М.В. -СПб, 2008.-40с.
7. Коновалов А.Б. Подшипники качения : учебное пособие. - СПб, 2008.-129с.
8. Коновалов А.Б. Ременные передачи / Коновалов А.Б. Гребенникова В.М. учебное пособие. - СПб, 2011. - 106с. ил
9. Коновалов А. Б. Кириленко А.Л. Аввакумов М.В. Сварные соединения. Учебное пособие. - СПб, 2010. -97с. ил
10. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. — 8-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 496 с.
11. Кукин Н.Г., Кукина Г.С. Детали машин. - М: Высшая школа, 2000.
7. Решетов Д.Н. Детали машин : учебник / Решетов Д.Н. – М. : Высшая школа, 1998. - 496с.
- 12.Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие - Машиностроение, 2006.-656с
13. Фролов М.И. Детали машин : учебник. - М: «Высшая школа», 1993. -352с.
- 14.Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие - Машиностроение, 2006.-656с
15. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие ; - М. : Машиностроение, 2007. - 432с.