

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«Донецкий национальный технический университет»

Кафедра «Основы проектирования машин»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

по курсу:

“Детали машин”
(“Механика. Детали машин”
“Детали машин и основы конструирования”
“Основы конструирования”
“Прикладная механика”)

**(для всех направлений бакалавриата
и специальностей специалитета)**

2018

СОДЕРЖАНИЕ

Лекция 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУРСЕ. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	5
Лекция 2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	14
Лекция 3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ	22
Лекция 4. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ	29
Лекция 5. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И РАСЧЕТНОЙ НАГРУЗКИ	32
Лекция 6. КОСОЗУБЫЕ И ШЕВРОННЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ОСОБЕННОСТИ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, НАГРУЗКА	40
Лекция 7. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ХАРАКТЕРИСТИКА, ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ	48
Лекция 8. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	55
Лекция 9. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ. КИНЕМАТИКА. МАТЕРИАЛЫ. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА	58
Лекция 10. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ И КОНТАКТНУЮ УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	66
Лекция 11. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ХАРАКТЕРИСТИКА И КЛАС-	

СИФИКАЦИЯ. КИНЕМАТИКА. СИЛЫ И НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЯХ	73
Лекция 12. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАЛЫ	84
Лекция 13. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ	89
Лекция 14. ВАЛЫ И ОСИ. КЛАССИФИКАЦИЯ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ	100
Лекция 15. ВАЛЫ И ОСИ. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ	107
Лекция 16. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ	111
Лекция 17. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ	124
Лекция 18. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. ХАРАКТЕРИСТИКА. РАСЧЕТ НЕНАПРЯЖЕННЫХ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	132
Лекция 19. МУФТЫ. ХАРАКТЕРИСТИКА И КЛАССИФИКАЦИЯ...	142
Лекция 20. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	152
Лекция 21. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	170

Лекция 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУРСЕ. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН.

Курс "Детали машин и основы конструирования" непосредственно опирается на курсы "Сопротивление материалов" и "Теория механизмов и машин", «Теоретическая механика». Кроме того, для успешного выполнения расчётно-графических работ и курсового проекта необходимы хорошие знания правил и приёмов курса "Инженерная графика".

ДЕТАЛЬ – (франц. detail – кусочек) – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций (ГОСТ 2.101-68). Простые детали – гайка, болт и др. Сложные коленвал, корпус редуктора, станина и др. Детали объединяют в узлы.

УЗЕЛ – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения. Пример: подшипники качения, муфты, редуктор и др. Сложные узлы могут включать простые узлы, например, редуктор включает подшипники или валы с насаженными на них зубчатыми колесами.

Совокупность узлов для реализации каких либо потребительских нужд человека называется машиной.

Задача курса детали машин – изучение явлений происходящих в соединениях деталей машин и механических передачах, и путем приложения методов сопротивления материалов и теории упругости для оценки напряженного состояния деталей с целью определения размеров деталей и придания им более рациональной формы, которая обеспечит заданную надежность, долговечность при наименьшей стоимости изготовления.

Классификация деталей машин.

1. Соединительные детали и соединения:

а) неразъемные (заклепка, сварка, пайка, склеивание);

б) разъемные (резьбовые, шпоночные, шлицевые, клиновые соединения).

2. Передаточные механизмы:

а) передачи зацеплением

- с непосредственным контактом (зубчатые, червячные, винтовые);
- с гибкой связью (цепные);

б) передачи силами трения

- с непосредственным контактом поверхностей (фрикционные);
- с гибкой связью (ременные);

в) валы и оси;

г) опоры валов и осей (подшипники);

д) муфты.

3. Корпусные детали (станины).

4. Детали для преобразования движения

а) шарнирно-рычажные (кривошипно–ползунный механизм, его детали: кривошипы, шатуны, коромысла, направляющие, кулисы, ползуны);

б) кулачковые (кулачки, эксцентрики, ролики).

5. Упругие детали машин (пружины и рессоры).

6. Детали для повышения равномерности движения (маятники, грузы, маховики).

7. Детали для защиты от загрязнения и для обеспечения смазки.

8. Детали механизмов управления.

9. Специализированные детали.

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин.

Надежность – способность машины сохранять эксплуатационные показатели и выполнять служебные функции на протяжении заданного срока службы.

Экономичность – деталь должна иметь минимальную стоимость изготовления и эксплуатации.

Критерии надежности: а) прочность; б) жесткость; в) износостойкость; г) теплостойкость.

Прочность – способность материала не разрушаться под действием

внешних нагрузок.

Условие прочности:

$$\sigma \leq [\sigma].$$

А допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{s},$$

где $s = s_1 s_2 s_3$

s_1 – запас прочности связанный с достоверностью определения расчетной нагрузки ($s_1 = 1 \dots 2$); s_2 – однородность механических свойств материала ($s_2 = 1,2 \dots 1,5$ – сталь и $s_2 = 1,3 \dots 2,5$ – чугун); s_3 – запас прочности связанный со специфическими требованиями безопасности ($s_3 = 1 \dots 3$).

Тогда $s = (1,2 \dots 15)$.

Оптимальное значение $1,5 \dots 2,5$.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы под действием нагрузки.

Износостойкость – способность материалов сохранять без разрушения поверхностные слои, участвующие в относительном движении при их контактном взаимодействии. Изнашивание приводит: а) к потере точности (прибора или инструмента); б) снижению КПД; в) уменьшению сечения (уменьшению прочности); г) возрастанию шума и вибрации.

Теплостойкость - способность материалов сохранять свои свойства при работе в среде высоких температур. Для твердых деталей – потеря размера, для резины и пластмассы – разрушение.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ: НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ.

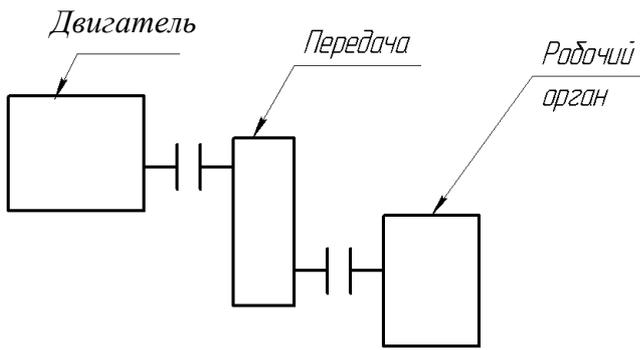


Рисунок 1.1 – Схема привода

Механические передачи вращательного движения передают энергию от двигателя к рабочему органу машины (рис. 1.1) с изменением параметров движения по модулю, направлению, скорости, а иногда и характера (вращательное движение превращается в поступательное).

Основное назначение механических передач - это согласование параметров движения рабочих органов машин с параметрами движения вала двигателя.

Передачи вращательного движения делятся на передачи с непосредственным прикосновением ведущего и ведомого элементов: фрикционные (рис. 1.2а), зубчатые (рис. 1.2б), червячные (рис. 1.2в), винтовые (рис. 1.2е); и с помощью промежуточного гибкого звена (передачи с гибкой связью): ременные (рис. 1.2г), цепные (рис. 1.2д).

В зависимости от способа передачи движения от ведущего к ведомому элементу механические передачи делятся на передачи, которые базируются на использовании сил трение: фрикционные, ременные, и передачи, которые базируются на зацеплении: зубчатые, червячные, цепные, винтовые.

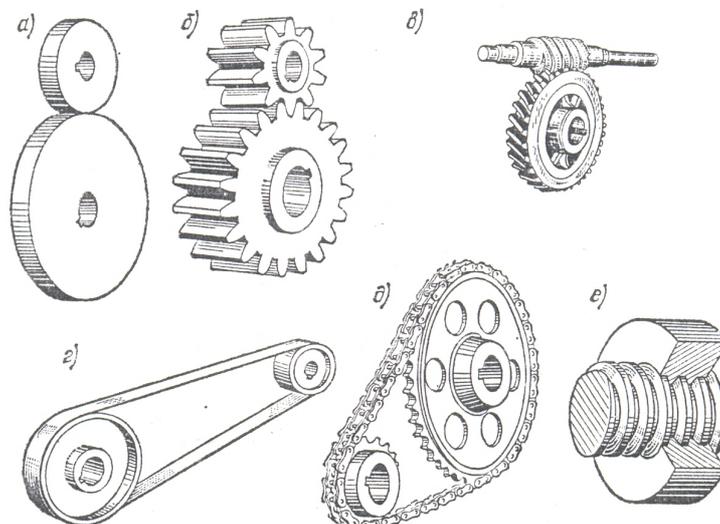


Рисунок 1.2 – Передачи вращательного движения

Основные соотношения для кинематических параметров и параметров нагружения.

Параметры ведущего звена будем обозначать индексом 1, а ведомого звена - индексом 2 (рис. 1.3).

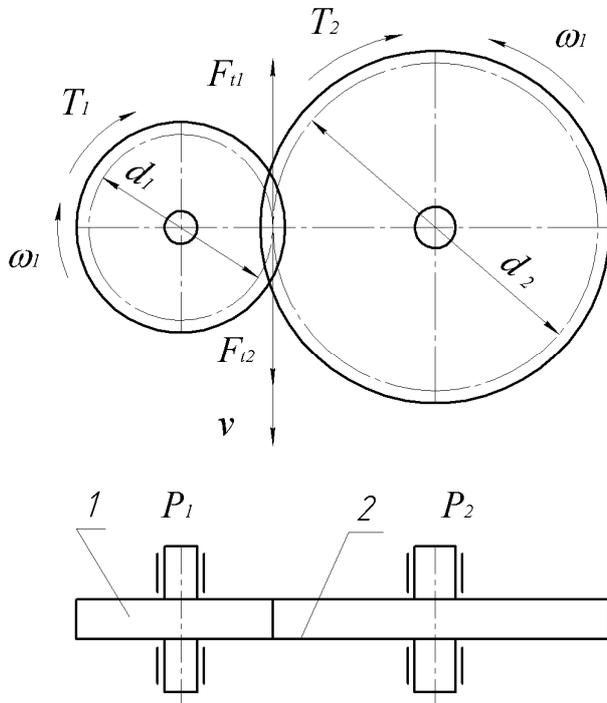


Рисунок 1.3 – Расчетные параметры передачи

Основным кинематическим параметром механической передачи является передаточное число - отношение угловой скорости $\dot{\omega}_1$ ведущего звена к угловой скорости $\dot{\omega}_2$ ведомого звена передачи:

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

Окружная сила F_t - это сила, которая действует на звено передачи, обеспечивая его вращение, и направленная по касательной к траектории движения точки ее приложения.

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н},$$

где T_1 - вращающийся момент (Нм, или Нмм).

Связь между этой силой, угловой скоростью V и мощностью P , что затрачивается на движение звена определяют формулой

Как известно из курса теоретической механики, угловая скорость - это линейная скорость точек вращающегося звена передачи, размещенных на расстоянии $d_1/2$ или $d_2/2$ от оси вращения (рис).

$$V = V_1 = V_2 = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2}$$

где d - м; V - м/с. ω_1, ω_2 - угловая скорость, рад/с

$$\text{Так как } \omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ то } V = \frac{\pi d n}{60};$$

где n - частота вращения, мин⁻¹

$$P = F_t V ,$$

где P - Вт; F_t - Н ; V – м/с, или P - кВт; F_t - кН ; V – м/с.

Энергетическими параметрами механической передачи являются передаваемые мощности на ведущем звене P_1 и на ведомом звене P_2 , а также коэффициент полезного действия (К.П.Д), который определяется по соотношению

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} .$$

К.П.Д характеризует степень совершенства механической передачи и позволяет оценить потери мощности ΔP

$$\Delta P = P_1 - P_2(1 - \eta) .$$

Мощность, Вт и угловая скорость, рад/с определяют вращающий момент, Нм, на валах передачи:

На ведущем валу:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} ;$$

На ведомом валу

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} .$$

Соотношение между вращающимися моментами на валах механической передачи, учитывая что $P_2 = P_1 \eta$ и $\frac{\omega_1}{\omega_2} = u$ будет $T_2 = T_1 u \eta$.

Если при расчете механических передач необходимый вращающий момент в Нмм, мощность P дается в кВт, частота вращения - в мин^{-1} , то зависимость между ними будет такой

$$T = \frac{P 10^3}{\omega} 10^3 = \frac{P 10^6}{\pi n / 30} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n}, \text{ Н мм};$$

Общее передаточное число u и коэффициент полезного действия η привода машины с несколькими последовательно размещенными механическими передачами (рис. 1.4) определяются по приведенным ниже формулам:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} ; \omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{\omega_1}{(u_1 u_2)} ;$$

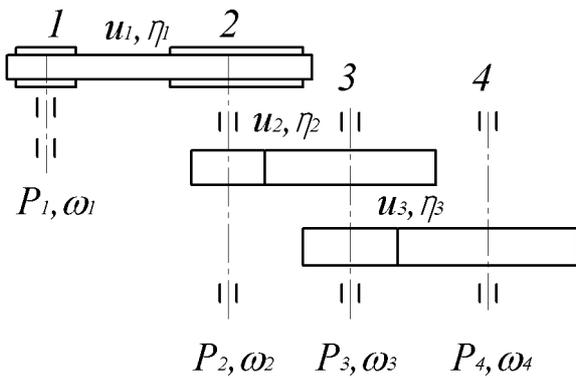


Рисунок 1.4 - Последовательное размещение передач

ставных передач.

Связь между мощностями на отдельных валах привода запишется в виде

$$P_2 = P_1 \eta_1; \quad P_3 = P_1 \eta_1 \eta_2; \quad P_4 = P_3 \eta_3 = P_1 \eta_1 \eta_2 \eta_3, \quad \text{тогда} \quad \frac{P_4}{P_1} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = \eta.$$

Таким образом, К.П.Д привода, который состоит из нескольких механических передач, равняется произведению К.П.Д всех его составных передач. При определении общего К.П.Д привода надо учитывать потери мощности как в передачах, так и в подшипниках, соединениях валов, муфтах, то есть во всех сопряжениях, где имеет место потеря мощности.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА И КЛАССИФИКАЦИЯ.

Наиболее распространенными механическими передачами являются зубчатые. **Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает движение с изменением угловых скоростей, вращающих моментов или характера движения. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее – колесом.**

Зубчатые передачи могут передавать вращательное движение между валами с параллельными осями (рис. 1.5 а...г), осями, которые пересекаются (рис. 1.5 д...ж) и *перекрестными* (рис. 1.5 г, и) *геометрическими осями*. По форме колес различают *цилиндрические* (рис. 1.5 а...г, з) и *конические* (рис. 1.5 д...ж, и)

$$\varpi_4 = \frac{\varpi_1}{u_1 u_2 u_3}, \quad \text{тогда}$$

$$\frac{\varpi_1}{\varpi_4} = u_1 u_2 u_3 = u$$

Таким образом, общее передаточное число привода, который состоит из нескольких механических передач, равняется произведению передаточных чисел его со-

передачи. По форме и расположению зубьев на колесе различают *прямые* (рис. 1.5 а, б, д), *косые* (рис 1.5 в, е, з, и), *шевронные* (рис. 1.5. г), а также *круговые* (рис. 1.5, ж) и другие криволинейные зубья.

Для передачи вращения между параллельными валами применяются цилиндрические зубчатые колеса с *прямыми*, *косыми* и *шевронными* зубьями (рис. 1.5 а...г). Передача вращения между валами с пересекающимися осями осуществляется коническими колесами с *прямыми*, *косыми* и *круговыми* зубьями (рис. 1.5 д-ж), передача вращения между скрещающимися осями валов осуществляется цилиндрическими колесами с *винтовыми* зубьями (рис. 1.5 з) и коническими *гипоидными* (винтовыми) колесами (рис. 1.5 и).

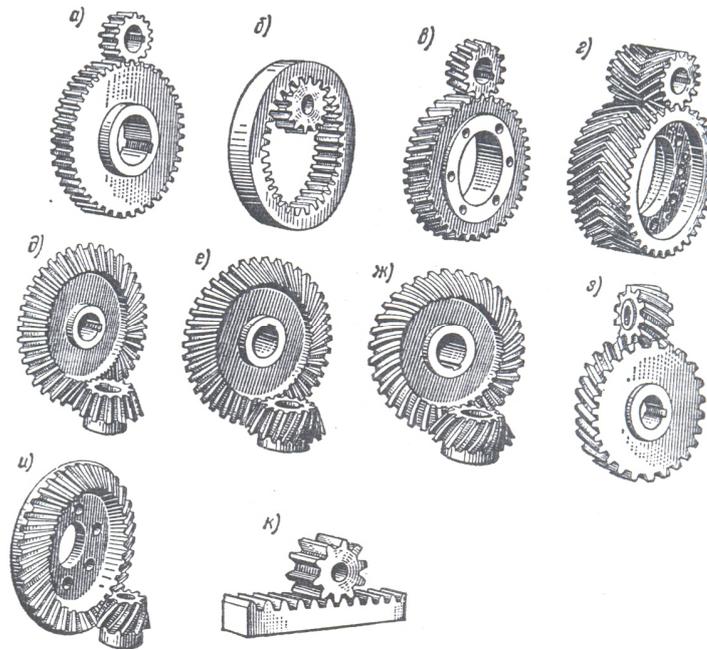


Рисунок 1.5 - Основные виды зубчатых колес

Угол между геометрическими осями валов конических и винтовых передач может быть в пределах $0 \dots 180^{\circ}$, но обычно этот угол равняется 90° . В гипоидных передачах угол скрещивания валов принимают равным 90° . В зависимости от взаимного расположения колес различают зубчатые передачи с *внешним* (рис. 1.5 а) и *внутренним* зацеплением (рис. 1.5 б). В последней, в отличие от первой, зубчатые колеса вращаются в одну сторону.

Разновидностью зубчатой передачи является *реечная* передача

(рис. 1.5 к), которая преобразует вращательное движение шестерни в возвратно-поступательное движение рейки и наоборот. Рейку рассматривают как зубчатое колесо бесконечно большого диаметра.

Наиболее распространенными являются цилиндрические и конические зубчатые передачи. Цилиндрические передачи более простые в изготовлении и монтаже.

Цилиндрические и конические прямозубые передачи работают обычно при небольших ($< 3 м/с$) и средних ($3...15 м/с$) окружных скоростях. Цилиндрические прямозубые передачи широко используются при необходимости осевого перемещения колес для переключения скоростей (коробки передач). Цилиндрические косозубые, конические косозубые и с круговым зубом передачи применяют в ответственных случаях при средних и высоких (до 15 м/с) скоростях. Шевронные передачи обычно применяют при больших нагрузках и в особо тяжелых условиях работы, при средних и высоких окружных скоростях.

В шевронной передаче, в отличие от косозубой, отсутствуют осевые силы, которые действуют на валы и подшипники.

Зубчатая передача с внутренним зацеплением компактнее передачи с внешним зацеплением, но ее изготовление и монтаж более сложные.

Винтовые и гипоидные передачи в сравнении с цилиндрическими и коническими имеют большую плавность работы, но К.П.Д. в них ниже и зубья изнашиваются быстрее вследствие повышенного скольжения.

Зубчатые передачи нашли наиболее широкое распространение в сравнении с другими механическими передачами благодаря целому ряду достоинств, из которых важнейшие: компактность, высокий К.П.Д. ($\eta = 0,94...0,99$), постоянство передаточного числа; большая долговечность и надежность в работе; возможность передачи практически любых мощностей при практически любых скоростях и передаточных отношениях, простота обслуживания.

Лекция 2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основным кинематическим условием, которому должны удовлетворять профили зубьев, является постоянство мгновенного передаточного отношения передачи. Много классов кривых удовлетворяют этому условию. Для обеспечения высокого К.П.Д, прочности и долговечности колес профили должны обеспечивать минимальные скорости скольжения и достаточные радиусы кривизны в точках их контакта. Профили должны допускать простое изготовление инструментом, который не зависит от числа зубьев колеса. Наиболее полно этим условиям удовлетворяет эвольвентный профиль зубьев, поэтому эвольвентное зацепление нашло наиболее широкое применение в машиностроении.

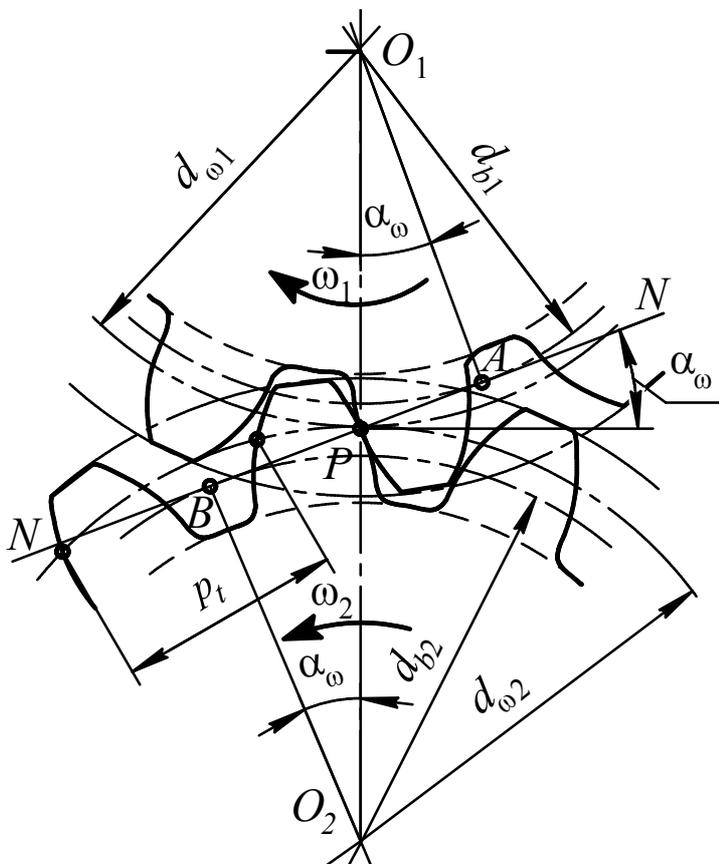


Рис. 2.1 - Зацепление эвольвентных профилей

Любое эвольвентное зубчатое колесо может входить в зацепление с колесами того же модуля, которые имеют любое число зубьев. Эвольвентное зацепление мало чувствительно к отклонениям межосевого расстояния, нарезается простым инструментом, удобно для контроля.

Зацепление эвольвентных зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами d_{w1} и d_{w2} (рис. 2.1), которые называются начальными окружностями. При

обкатывании без скольжения прямой NN по окружности диаметром d_{b1} все ее точки будут описывать эвольвенты, которые образуют профили зубьев колеса 1, а при обкатывании этой же прямой (NN) по окружности диаметром d_{b2} все ее точки будут описывать эвольвенты, которые образуют профили зубьев колеса. Прямая NN является общей нормалью к профилям зубьев в точке их контакта и называется образующей прямой, а окружности диаметрами d_{b1} и d_{b2} называются основными. Их диаметры равные:

$$d_{b1} = d_{w1} \cdot \cos \alpha_w, d_{b2} = d_{w2} \cdot \cos \alpha_w. (\text{где } \alpha_w - \text{угол зацепления})$$

При увеличении числа зубьев до бесконечности эвольвента превращается в прямую, а зубчатое колесо в рейку с трапециевидным профилем зубьев, удобную для изготовления и контроля.

Поэтому как исходный контур для эвольвентного зацепления принята рейка и формообразование зубьев происходит в процессе зацепления с реечным инструментом.

Как основным параметр зубчатого зацепления принят модуль зубьев m - величина пропорциональная шагу p по делительному (начальному) цилиндру, на котором шаг зубчатого колеса равняется шагу исходного контура, то есть шагу производящей рейки:

$$m = p / \pi .$$

Модули стандартизированы в диапазоне 0,005...100 мм. (ГОСТ 9563-80). В диапазоне от 1 до 40 мм. значение модулей следующее (1-му ряду отдавать предпочтение):

1й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40.

2й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 3,5; 4,5; 5,5; 7,9; 11; 14; 18; 22; 28; 36.

Параметры исходного контура (рис. 2.2) цилиндрических зубчатых колес стандартизованные (ГОСТ 13755-81); угол профиля $\alpha = 20^0$, высота головки зуба $h_a = m_n$, $h_f = 1,25m_n$; глубина захода зубьев $h_z = 2m_n$; радиальный зазор между зубьями $C = 0,25m_n$ (при нарезании долбяками - до $0,35m_n$); радиус вик-

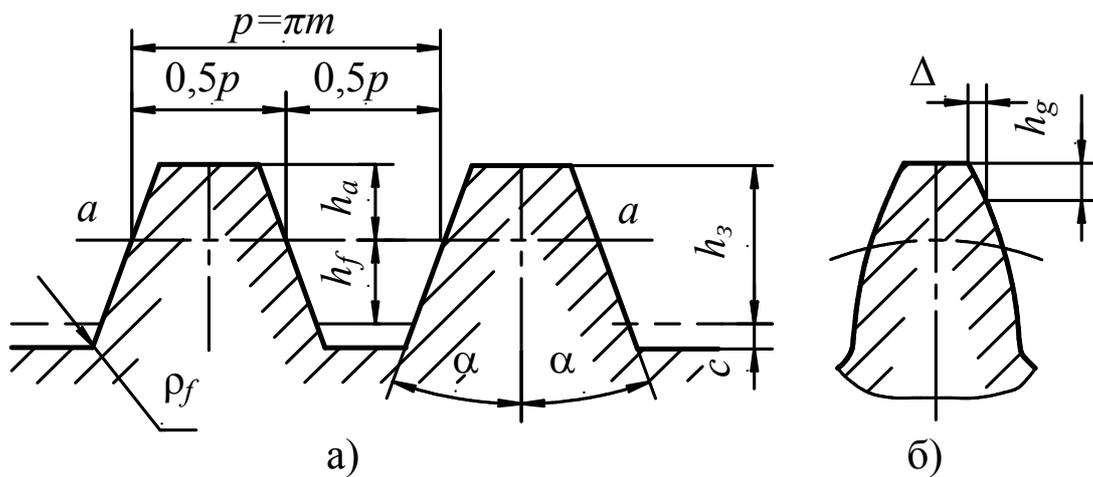


Рис. 2.2. Исходный контур (а) и модифицированный профиль (б)

ружки корня зуба $\rho_f = 0,38m_n$.

Средняя линия $a-a$ є линия, на якій товщина зубця та ширина западини рівні між собою.

В быстроходных зубчатых передачах с целью уменьшения сил удара при входе зубьев в зацепление и выхода их из зацепления, для уменьшения шума применяют модификацию профиля головки зуба - фланкирование, т.е. отклонении от эвольвенты профиля у вершин зубьев, направленное в тело $h_g \leq 0,45m$, $\Delta \leq 0,02m$. Для фланкированных колес предусмотрен соответствующий исходный контур.

Основные геометрические соотношения цилиндрических зубчатых колес

Параметры зацепления	Геометрические зависимости	
	Без смещения исходного контура	Со смещением исходного контура
Межосевое расстояние	$a_\omega = a = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}$	$a_\omega = m \left[\frac{z_2 \pm z_1}{2 \cos \beta} + y \right]$
Коэффициент уравнивающего смещения Δy	Где $y = x_2 \pm x_1 - \Delta y$.	
Высота зуба	$h = 2,25m$	$h = 2,25m - \Delta y m$
Радиальный зазор	$c = 0,25m$	$c = 0,25m$

Диаметры: делительные $d_1; d_2$	$d_1 = mz_1 / \cos \beta;$ $d_2 = mz_2 / \cos \beta$	
начальные $d_{\omega_1}; d_{\omega_2}$	$d_{\omega_1} = d_1;$ $d_{\omega_2} = d_2$	$d_{\omega} = \frac{2a_{\omega}}{u \pm 1};$ $d_{\omega_2} = d_{\omega_1} u$
Диаметр вершин зубьев: внешнего зацепления	$d_{a_1} = d_1 + 2m;$ $d_{a_2} = d_2 + 2m$	$d_{a_1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m;$ $d_{a_2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m$
внутреннего зацепления	$d_{a_1} = d_1 + 2m;$ $d_{a_2} = d_2 - 2m$	$d_{a_1} = d_1 + 2(1 + x_1)m;$ $d_{a_2} = d_2 = 2(0,75 - 0,875x_2 +$ при $x_2 < 2$
Диаметр впадин зубчатых колес: внешнего зацепления	$d_{f_1} = d_1 - 2,5m;$ $d_{f_2} = d_2 - 2,5m$	$d_{f_1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m;$ $d_{f_2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m$
внутреннего зацепления	$d_{f_2} \approx 2a_{\omega} + d_{a_1} + 0,5m$	
Угол: профиля исходного контура зацепления (исходные зави- симости) зацепления прямозубых пе- редач	20^0	
	$tg a_{t\omega} = tg a_t = \frac{tg a}{\cos \beta}$ $a_{t\omega} = a_t = a$	$cos a_{t\omega} = \frac{a}{a_{\omega}} cos a_t$ $cos a_{t\omega} = \frac{a}{a_{\omega}} cos a$

Нельзя смешивать понятия начальной и делительной окружностей зубчатых колес.

Делительная окружность это постоянная геометрическая фигура данного зубчатого колеса, диаметр которой зависит только от модуля и числа зубьев. **Начальная окружность** понятие кинематическое и в отдель-

но взятом колесе такой окружности нет. О начальной окружности говорим, если рассматриваем зубчатые колеса в зацеплении. Эти окружности касаются в полюсе зацепления и при вращении колес перекатываются одна по другому без скольжения.

Окружные скорости точек начальных окружностей равны между собою, то есть $v_1 = v_2$, тогда $\omega_1 \frac{d_{\omega 1}}{2} = \omega_2 \frac{d_{\omega 2}}{2}$, поскольку $u = d_{\omega 2} / d_{\omega 1}$, $a d_w = m z$, то $u = z_2 / z_1$. Отношение чисел зубьев колеса и шестерни называют передаточным числом. Поскольку $z_2 \geq z_1$ то, $u \geq 1$.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α равняется отношению угла поворота зубчатого колеса от входа в зацепление торцового профиля зуба до выхода из зацепления, к угловому шагу, равному $2\pi / z_1$, или отношению активной длины линии зацепления l к шагу по основной окружности p_b . Для прямозубых передач рекомендуют $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$.

Коэффициент торцового перекрытия определяет плавность работы передачи.

Удельная скорость скольжения равняется скорости скольжения между зубьями в рассмотренной точке профиля, разделенной на скорость перемещения той же точки профиля зубчатого колеса в направления скольжения. Эта величина характеризует работу трения на единицу дуги профиля. Скорость скольжения зубьев в зацеплении пропорциональна расстоянию от точки контакта к полюсу. В полюсе зацепления она равняется нулю и при переходе за полюс изменяет знак - на ведущих зубьях силы трения направлены от начальной окружности, а на ведомых зубьях к начальной окружности. Максимальные значения скорости скольжения имеет при контакте верхней точки профиля головок зубьев с нижней точкой профиля ножек зубьев. Скорость скольжения увеличивается с ростом высоты зубьев, то есть с увеличением модуля. У зубчатых колес с маленьким модулем и большим числом зубьев скорость скольжения меньше.

Методы нарезания зубьев зубчатых колес.

Нарезание зубьев зубчатых колес можно выполнять методом копирования или методом обкатки. По методу копирования впадина между зубьями образуется инструментом (дисковой фрезой, пальцевой фрезой, протяжкой, шлифовальным кругом), что имеет профиль впадины. Точность этого метода в особенности по шагу - низкая. Метод копирования применяют для обработки крупномодульных шевронных колес, для нарезания и для шлифования колес в массовом производстве, а также в условиях ремонтных мастерских.

Основное применение имеет метод обкатки. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки - гребенки, червячной фрезы или шестерни - долбяка. Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту дополнительно задается движение, которое обеспечивает резание. Метод **обкатки** дает непрерывный процесс нарезания, который обеспечивает повышенную производительность и точность в сравнении с методом копирования. Метод **обкатки** позволяет использовать для нарезания колес инструмент с прямолинейным профилем.

После нарезания иногда применяют метод накатывания зубьев, который повышает прочность на 15...20%. Точные зубчатые колеса подвергают дополнительным операциям: шевингованию, шлифованию, притиранию.

Точность зубчатых передач.

Ошибки в направлениях зубьев, перекосы валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба. Различают следующие основные показатели точности зубчатых передач.

1. **Кинематическая точность** характеризуется полной погрешностью углов поворота сцепляющихся колес за один оборот. Обусловлена накопленной ошибкой шаг и биением.

2. **Плавность работы передач** характеризуется многократно повторяе-

мыми за оборот колеса колебаниями скорости, которые вызовут динамические нагрузки, колебание и шум. Определяется ошибками шага и профиля.

3. **Пятно контакта зубьев** характеризует концентрацию нагрузки на зубьях.

4. **Боковой зазор между неработающими поверхностями зубьев**, предотвращает заклинивание и обеспечивает свободное вращение колес.

5. **Шероховатость рабочих поверхностей зубьев** влияет на износостойкость передач.

Нормы точности цилиндрических зубчатых передач регламентирует ГОСТ 1643-81, они распространяются на все механически обработанные металлические колеса с модулями $m=1...56$ мм.

В стандарте предусмотрены 12 степеней точности, обозначенных в порядке ее убывания от 1 до 12. Допуски и отклонение стандартизированы для степеней точности от 3 до 12.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют степени точности передач 6, 7, 8.

Быстроходные передачи в авиации, судостроении и в прецизионных делительных механизмах выполняются по 5-й степени точности. Допускается комбинирование степеней точности по отдельным показателям в небольших границах.

Независимо от степеней точности стандартизированы следующие виды соединений в порядке увеличения зазора: Н, Е, Д, С, В, А.

В соединении Н минимальный зазор равняется нулю. Обычно рекомендуются соединения В. Для реверсивных передач принимаются соединения с уменьшенными зазорами.

Точность зубчатых колес обозначают указанием степени точности (или степеней точности по трем первым показателям) и вида соединения. Например, точность цилиндрической передачи по степени точности 6 с нормальным боковым зазором обозначают 6-В, ГОСТ 1643-81. Точность той же передачи, но с пониженными на одну степень нормами кинематической точности обозначают

7-6-6-В ГОСТ 1643-81.

Для конических и гипоидных зубчатых передач наиболее широко в машиностроении применяют степени точности 7 и 8.

Конструирование зубчатых колес

Колеса с $d_a < 250$ мм изготавливают в виде дисков - штамповкой, колеса с $d_a = 250...600$ мм – в виде дисков облегченной формы – штамповкой или ковкой.

Зубчатые колеса с $d_a > 600$ мм при ширине $b \leq 200$ мм изготавливают литыми со спицами крестообразного сечения, а при $b \geq 200$ мм - двутаврового сечения.

С целью экономии легированных сталей зубчатые колеса изготавливают бандажированными.

Шевронные зубчатые колеса изготавливают с канавкой в середине колеса для выхода червячной фрезы при изготовлении или без канавки, при нарезании пальцевой фрезой.

Конструкция конического зубчатого колеса с $d_{ae} < 120$ мм и с $d_{ae} > 120$ мм.

Шестерню изготавливают вместе с валом в тех случаях, если $d_1 / d_g < 2$, в противном случае шестерню изготавливают отдельно.

В зависимости от соотношения диаметров шестерни и вала зубья нарезают на выступающем венце или частично углубляют в тело вала.

Конструктивные особенности некоторых узлов иногда требуют изготовления шестерни съемной при $d_1 / d_g \leq 2$.

Лекция 3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Силы, действующие в цилиндрических прямозубых передачах

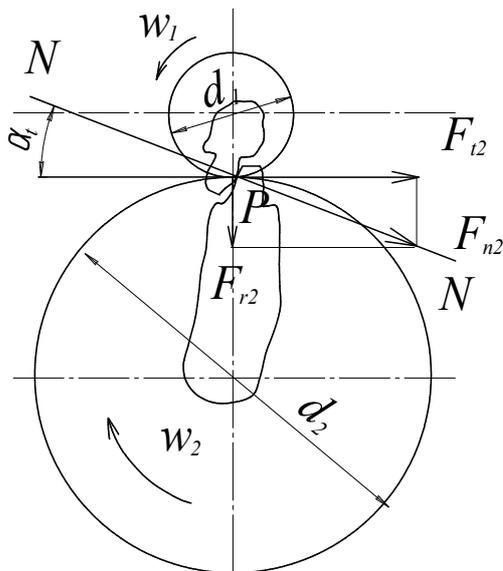


Рис. 3.1. Усилия в цилиндрических прямозубых колесах

в точке их контакта сила F_n раскладывается на составные: окружную F_t и радиальную F_r .

$$F_t = \frac{2T}{d}; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

Нормальная к поверхности зуба сила

$$F_n = \frac{F_t}{\operatorname{Cos} \alpha_t};$$

Виды повреждения зубьев. Критерии работоспособности и расчета зубчатых передач.

При передаче вращающего момента в зацеплении кроме нормальной силы F_n действует сила трения $F_{mp} = F_n f$ (рис. 3.2 а). Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии. **Определяющее влияние на**

Значение этих сил необходимо для расчета зубьев, валов и их опор. Условно силы считаем сосредоточенными посреди ширины венца.

Рассматривая зацепления в полюсе, силы трения в связи с их незначительной величиной не учитываем. Силы взаимодействия зубьев при этом направлены по линии зацепления.

В прямозубом зацеплении нормальная к профилям зубьев в

его работоспособность имеют два основных напряжения: контактные на-

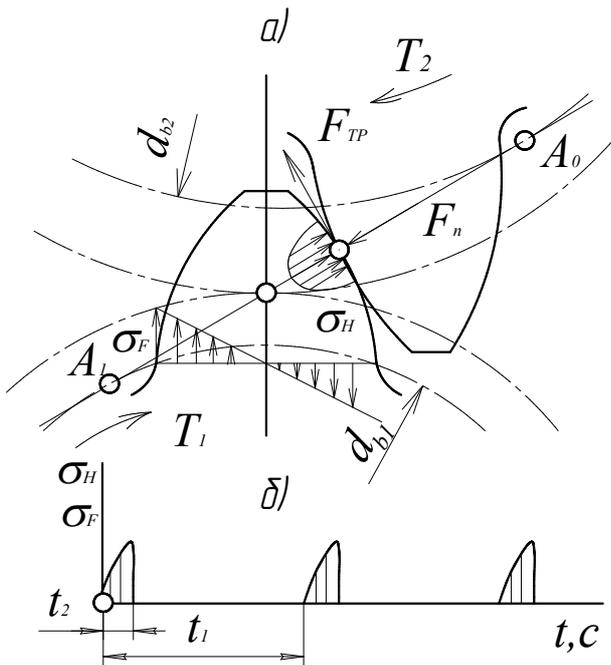


Рис. 3.2 – Схема нагружения зубьев

пространение контактных напряжений.

Напряжения, которые изменяются во времени, являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломки от напряжений изгиба и выкрашивания поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также изнашивание, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Поломка зубьев. Этот вид разрушения является наиболее опасным, поскольку обычно приводит не только к выходу из строя передач, но и других деталей - валов, подшипников. Поломка зубьев может вызываться значительными перегрузками ударного или статического действия (статическое разрушение) или многократно повторяемыми перегрузками (усталостное разрушение). Поломка происходит по сечению у ножки зуба. Трещины появляются на стороне растянутых волокон, хотя на противоположной стороне зуба напряжение сжатия по абсолютной величине больше. Для предотвращения поломок зубьев проводят их расчет на прочность при изгибе.

Усталостное выкрашивание поверхности зубьев. Этот вид поврежде-

нения σ_H и напряжение изгиба

σ_F . Для каждого зуба эти напряже-

ния изменяются во времени. Время

действия напряжения $\sigma_F(t_2)$ за один

оборот колеса (t_1) равняется про-

должительности зацепления одного

зуба (рис. 3.2 б). Напряжения σ_H

действуют еще меньшее время – оно

равняется продолжительности пре-

бывания в зацеплении данной точки

поверхности зуба с учетом зоны рас-

ний является наиболее распространенным для большинства закрытых, хорошо смазываемых передач.

Усталостные трещины зарождаются возле поверхности (рис. 3.3 а), где возникает концентрация напряжений из-за микронеровностей. Рост трещины под действием циклических напряжений сопровождается выходом ее на поверхность, так как во внутренней зоне отсутствуют контактные напряжения (рис. 3.3 б). С этого момента наблюдается ускоренное развитие трещин усталости, которое инициируется повышенным давлением масла, которое попало в трещину, при каждом новом входе зуба в зацепление. Рост трещины снова сопровождается выходом ее на поверхность, в результате чего образуется ямка - оспинка (рис. 3.3 в).

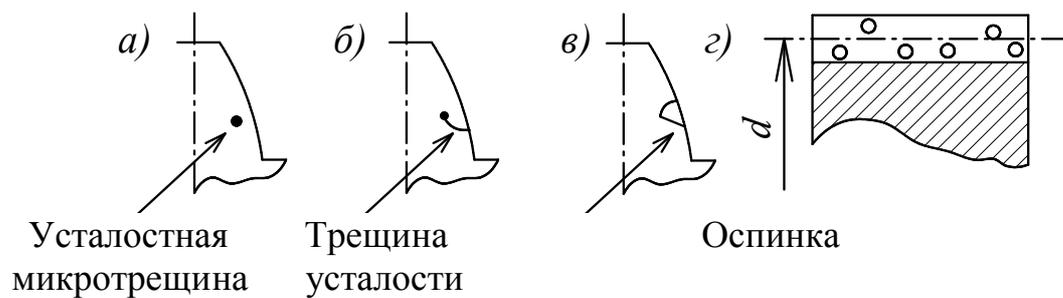


Рисунок 3.3 - Этапы развития усталостного выкрашивания

Выкрашивание контактирующих поверхностей наблюдается у полюсной линии, в районе делительной окружности (рис. 3.3 г), где нагрузка передается одной парой зубьев (зона однопарного зацепления).

Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание связано с концентрацией нагрузки по длине зубьев и в колесах из мягких, хорошо прирабатываемых материалов после приработки может прекратиться. В других случаях выкрашивание носит прогрессирующий характер, так как с образованием на поверхности зубьев ямок уменьшается длина контактных линий, а потому увеличиваются контактные напряжения.

Для предотвращения выкрашивания зубьев проводят их расчет на контактную прочность.

Абразивный износ зубьев является основной причиной выхода из строя открытых передач, а также закрытых передач машин, которые работают в загрязненной абразивами среде: горных, дорожных, строительных и других машин.

Износ неравномерен по профилю в связи с неодинаковой скоростью скольжения и неодинаковыми контактными напряжениями. Износ приводит к повышению динамических нагрузок и шума, к утонению зубьев и их поломкам.

Методика расчета ресурса зубчатых передач, которые работают в условиях износа, находится на стадии разработки. Экспериментально установлено, что скорость износа зубьев колес из нормализованных сталей ($HV \leq 200$) пропорциональна контактному напряжением σ_H в степени 1,4, процентному содержанию абразива в масле и скорости скольжения.

Заедание зубьев как одна из причин выхода передач из строя, состоит в местном молекулярном сцеплении контактирующих поверхностей в условиях разрушения смазочной пленки. Основной причиной заедания является выдавливание масляной пленки вследствие высоких давлений, а также снижения вязкости и защитной способности масла от нагревания, связанного с большими скоростями скольжения. По этой причине заедание чаще наблюдается в крупномодульных зубчатых передачах с небольшим числом зубьев.

Расчеты на заедание зубьев сводятся к проверке температуры в местах контакта или к проверке толщины масляной пленки.

Пластические сдвиги на контактирующих поверхностях зубьев шестерни и колеса наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягких сталей. Скорость скольжения в местах контакта пропорциональна расстоянию точки контакта от полюса, поэтому максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев и увеличивается с увеличением модуля. Для устранения пластического деформирования контактирующих поверхностей необходимо повышать твердость зубьев.

Расчет зубьев цилиндрических прямозубых зубчатых колес на усталостную прочность при изгибе

При расчете необходимо обеспечить, чтобы изгибные напряжения σ_F в

опасном сечении А-А ножки зуба (рис. 3.4) не превышали допускаемые - $[\sigma]_F$.

Расчет проводят для случая, когда сила приложена к вершине зуба, так как в этом случае плечо силы относительно опасного сечения будет максимальной. При расчете силой трение на зубьях пренебрегают, тогда сила взаимодействия зубьев направлена по нормали к контактирующей поверхности, то есть по линии зацепления, касательной к основной окружности.

Введем допущение (рис. 3.4).

1. Вся нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершины зуба (практика подтверждает, что это справедливо для передач 7 и более низких степеней точности).

2. Зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедливы методы расчетов курса «Сопротивление материалов». Уточнение этого приближенного расчета осуществляют введением теоретического коэффициента концентрации

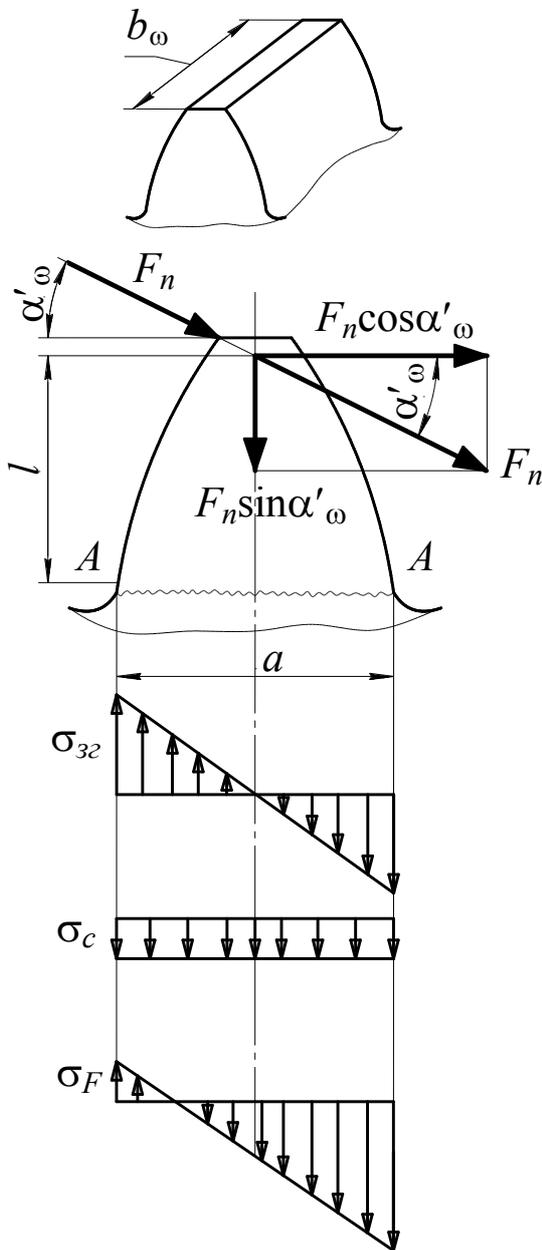


Рис. 3.4 – К расчету зубьев на изгиб напряжения K_T .

Полную силу F_n переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие

$$F_n \cdot \cos \alpha'_\omega = \frac{F_t \cos \alpha'_\omega}{\cos \alpha_\omega} \quad \left(F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega} \right)$$

$$\text{и} \quad F_n \cdot \sin \alpha'_\omega = \frac{F_t \cdot \sin \alpha'_\omega}{\cos \alpha_\omega}$$

Напряжения изгиба в опасном сечении зуба:

$$\sigma_u = \frac{F_n \cos \alpha'_\omega \cdot l}{W_x} = \frac{6 \cdot F_n \cos \alpha'_\omega \cdot l}{b_\omega a^2},$$

где F_n – полная сила, действующая на зуб;

$W_x = \frac{b_\omega a^2}{6}$ - осевой момент сопротивления сечения зуба с шириной зубчатого венца b_ω .

Напряжения сжатия:

$$\sigma_c = \frac{F_n \sin \alpha'_\omega}{b_\omega a}.$$

Учитывая, что разрушение начинается на растянутой стороне зуба, суммарные расчетные напряжения будут равны:

$$\sigma_F = (\sigma_u - \sigma_c) K_T$$

где K_T - теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Подставив в полученное уравнение значения σ_u и σ_c , заменяя $F_n = F_t / \cos \alpha_\omega$, а также помножив числитель и знаменатель на модуль m , получим условие прочности зубьев при изгибе:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot Y_F}{b_\omega m} \leq [\sigma]_F,$$

где $Y_F = \frac{K_T}{\cos \alpha_\omega} \left(\frac{6 \cdot m \cdot l \cdot \cos \alpha'_\omega}{a^2} - \frac{m \cdot \sin \alpha'_\omega}{a} \right)$ - коэффициент формы зубьев,

значение которого зависит от числа зубьев и коэффициента смещения исходного контура x .

Реальные условия работы зуба учитываются введением коэффициента нагрузки $K_F = 1,3 \dots 1,5$ со следующим уточнением.

Тогда расчетная окружная сила будет равна

$$F_{tp} = F_t \cdot K_F = \frac{2 \cdot T_{ном} \cdot K_F}{d} = \frac{2 \cdot T_{ном} K_F}{m \cdot z}.$$

получим условие прочности при расчете на изгиб прямозубых передач:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{ном} \cdot K_F \cdot Y_F}{m^2 \cdot z \cdot b_\omega} \leq [\sigma]_F.$$

При проектном расчете определяют модуль прямозубых передач, который получают из приведенного выше условия прочности, приняв $b = \psi_m \cdot m$ (коэффициент ширины колеса $\psi_m = 8 \dots 12$):

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{ном} \cdot K_F \cdot Y_F}{z \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_F}},$$

Здесь $[\sigma]_F$ - допускаемые изгибные напряжения, МПа (см. ниже.);

$T_{ном}$ - номинальный вращающий момент на шестерне или колесе, Нмм (см. ниже);

z - число зубьев шестерни или колеса.

$$z_1 = (1,1 \dots 1,3) z_{\min}; \quad z_{\min} = 17; \quad z_2 = z_1 \cdot u;$$

Коэффициент ширины колеса $\psi_m = 8 \dots 12$.

При одинаковых материалах шестерни и колеса расчет проводят по шестерне, зуб которой в опасном сечении более тонкий, а при разных - по тому элементу, у который отношения $[\sigma]_F / Y_F$ меньше.

Лекция 4. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

При расчете необходимо обеспечить, чтобы контактные напряжения в зубьях σ_H не превышали допустимых $[\sigma]_H$. Расчет проводят для случая, когда точка контакта двух зубьев находится в полюсе – зоне однопарного зацепления.

В качестве исходной для расчета принимают формулу Герца для определения наибольших контактных напряжений при сжатии двух цилиндров, соприкасающихся по образующей, МПа:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{q_n}{\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H.$$

Параметры, которые входят в формулу, применительно к зубчатым передачам:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \text{ - коэффициент, который учитывает механические свойства материалов шестерни и колеса;}$$

E_1 и E_2 – модули упругости материалов шестерни и колеса;

μ_1 и μ_2 - коэффициенты поперечного сжатия материалов шестерни и колеса;

$$q_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma} \text{ - нормальная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактных линий;}$$

K_H - коэффициент нагрузки (см. ниже);

F_n - нормальная к поверхности зуба сила;

l_Σ - суммарная длина контактных линий;

ρ_{np} - приведенный радиус кривизны;

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2};$$

ρ_1 и ρ_2 - радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса; знак “+” для внешнего зацепления, знак “-” - для внутреннего.

Для стальных зубчатых колес:

$$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,3; \quad Z_E = 190 (\text{МПа})^{0,5}.$$

В прямозубых передачах длина контактных линий l_Σ меняется в процессе зацепления от рабочей ширины венцы b_w (в зоне однопарного зацепления) до $2b_w$ (в зоне дупарного зацепления). На основании экспериментальных исследований для расчетов принимают $l_\Sigma = b_w / Z_\varepsilon^2$, где Z_ε – коэффициент, который учитывает суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3}.$$

При изменении коэффициента перекрытия ε_α от 1,25 до 1,9 коэффициент Z_ε изменяется от 0,84 до 0,96.

Тогда, принимая

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w, \text{ получим}$$

$$q_n = \frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2}{b_w \cos \alpha_w}.$$

Радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса (рис. 4.1.):

$$\rho_1 = 0,5 \cdot d_{w1} \cdot \sin \alpha_w \text{ и}$$

$$\rho_2 = 0,5 \cdot d_{w2} \cdot \sin \alpha_w$$

Тогда приведенный радиус кривизны

$$\rho_{np} = \frac{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w \cdot u}{2 \cdot (u \pm 1)}.$$

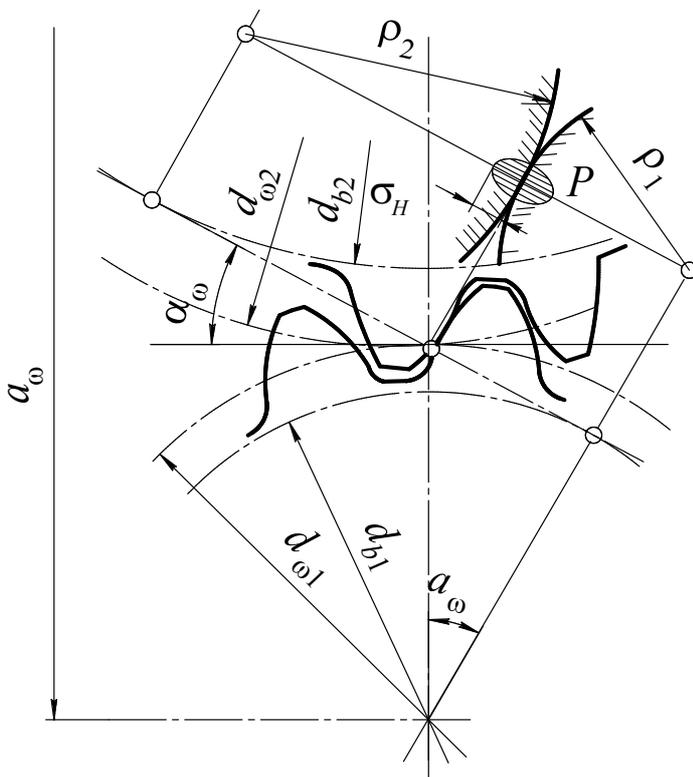


Рис. 4.1 – К расчету контактных напряжений

Подставив полученные значения в исходную формулу Герца, получим для передач без смещения исходного контура ($d_{w1} = d_1$) основную формулу для расчета прямозубых передач:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot u \pm 1}{d_1 \cdot b_w \cdot u}} = 440 \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot u \pm 1}{d_1 \cdot b_w \cdot u}} \leq [\sigma]_H$$

Здесь $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha_w \cdot \cos \alpha_w}}$ - коэффициент, который учитывает форму

сопряженных поверхностей зубьев. При $\alpha_w = 20^\circ$ получим $Z_H = 2,5$;

K_H - коэффициент нагрузки (см. ниже).

При проектном расчете определяют межосевое расстояние прямозубых передач, которое получают из основной зависимости, приняв $b_w = \psi_a \cdot a_w$, $d_1 = 2a_w / (u \pm 1)$, $d_2 = d_1 \cdot u$, $F_t = 2T_{ном2} / d_2$

$$a_w \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \frac{K_H \cdot T_{ном2}}{\psi_a}}, \text{ мм.}$$

Здесь $[\sigma]_H$ - допускаемые контактные напряжения материала колеса, МПа;

Коэффициент нагрузки предварительно принимают $K_H = 1,3 \dots 1,5$ с последующим уточнением (см. ниже).

$T_{ном2}$ - номинальный вращающий момент на колесе, Н·мм (см. ниже).

$\psi_a = b_w / a_w$ - коэффициент ширины колеса. Для прямозубых передач $\psi_a = 0,2 \dots 0,3$.

Лекция 5. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И РАСЧЕТНОЙ НАГРУЗКИ

Материалы для зубчатых передач. Термическая и химико-термическая обработка.

В соответствии с критериям работоспособности материал для зубчатых передач должен иметь высокое сопротивление изгибающим и контактным напряжениям, а также высокие технологические свойства. Наиболее полно этому требованию отвечают термически обработанные на высокую твердость стали, реже – в основном для тихоходных и слабонагруженных передач – применяют чугуны или пластмассы.

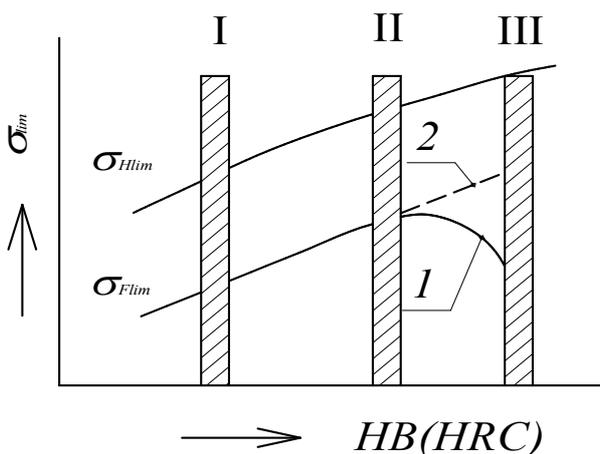


Рисунок 5.1 - Зависимость границы выносливости от твердости стали (схема)

При повышении твердости стали предел выносливости при изгибе σ_{Flim} и предел контактной выносливости σ_{Hlim} , определяющие нагрузочную способность зубчатых передач, повышаются, что указывает на целесообразность применения для них сталей после термической обработки (ТО) на высокую твердость. Вместе с тем после объемной закалки и отпуска на твердость $HRC > 350$ наблюдается

значительное снижение предела изгибной выносливости (кривая 1, рис. 5.1) в связи с низкой пластичностью сталей. Применение методов поверхностного упрочнения - закалка Т.В.Ч., цементация, азотирование - обеспечивают при высокой твердости поверхности вязкую сердцевину и дальнейшее повышение предела изгибной выносливости (кривая 2, рис. 5.1).

По уровню твердости после ТО стали условно можно разделить на трех группы (рис. 5.1).

Колеса первой группы имеют сравнительно низкую твердость $HV < 350$ (ТО - нормализация или улучшение), что позволяет нарезать зубья после термообработки заготовки и, таким образом, исключить необходимость шлифования зубьев. В связи с невысокой твердостью поверхности зубьев этих колес хорошо прирабатываются, в результате чего погрешности, допущенные при нарезании зубьев и сборке передач, в начальный период работы частично или полностью устраняются (колеса прирабатываются.)

Колеса второй группы имеют твердость HRC45...55. (ТО - объемная закалка или закалка Т.В.Ч с последующим отпуском). Высокая твердость зубьев колес этой группы не позволяет нарезать их после ТО, поэтому ТО проводят на зубчатых колесах с нарезанными зубьями. Для устранения термических деформаций обязательно предполагается шлифование зубьев.

Колеса третьей группы - колеса после химико-термической обработки (цементации, азотирования) - имеют максимально высокую для сталей твердость HRC55...65 при сохранении вязкой сердцевины. Основным фактором, который ограничивает широкое применение колес этой группы в машиностроении, является сложная технология их изготовления.

Выбор марки стали и вида ТО целесообразно проводить в следующей последовательности.

- в зависимости от требований к габаритным размерам проектируемой передачи принимают вид термической обработки, твердость и предварительное значение предела изгибной выносливости $\sigma_{F\lim}$ стали для передачи.

- определяют приближенное значение модуля из условия изгибной прочности для передач (мм):

$$\text{Прямозубые } m' \geq 0,35 \cdot \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]_F};$$

$$\text{Косозубые } m'_n \geq 0,28 \cdot \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]_F};$$

$$\text{Шевронные } m'_n \geq 0,22 \cdot \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]_F};$$

$$\text{Конические } m'_m \geq 0,40 \cdot \sqrt[3]{T_{ном1} / [\sigma]_F}.$$

Здесь: $T_{ном1}$, Нмм - номинальный вращающий момент на шестерне;

$[\sigma]_F$, МПа – предварительные допускаемые напряжения при изгибе. Для нереверсивных передач $[\sigma]_F = \sigma_{Flim} / 2$, для реверсивных - $[\sigma]_F = \sigma_{Flim} / 3$.

- определяют размер сечения S заготовки, по которому выбирают степень легирования (марку) стали (рис. 5.2).

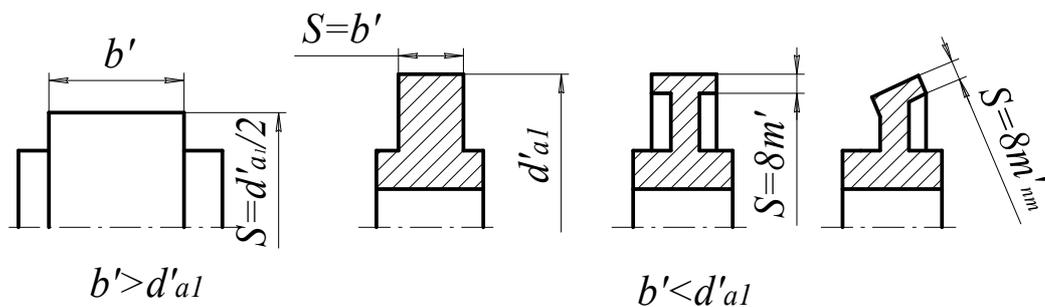


Рисунок 5.2 - К определению размера сечения S

Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса для цилиндрических прямозубых передач определяют:

$$d_{a1} = m(z_1 + 2); d_{a2} = m(z_2 + 2); z_1 = 20; z_2 = z_1 \cdot u.$$

Для цилиндрических косозубых и шевронных, а также конических передач эти диаметры предварительно можно принять такими же.

При $d_{a2} \leq 600$ мм применяют кованую или штампованую заготовку, при $d_{a2} > 600$ мм - литую или бандажированую. Необходимо также учитывать, что при $d_{a1} / d_g < 2$ шестерню можно изготавливать вместе с валом (вал-шестерня).

Приближенное значение диаметра вала (мм):

$$d_g \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}},$$

где T - вращающий момент на валу, Н мм;

$[\tau]_{кр}$ - допустимые напряжения при кручении. $[\tau]_{кр} = 15 \dots 25$ МПа.

Ширину шестерни и колеса принимают из интервала для передач:

Прямозубые $b = (8 \dots 12) \cdot m$; шевронные $b = (20 \dots 30) \cdot m_n$;

косозубые $b = (12 \dots 15) \cdot m_n$; конические $b = (8 \dots 12) \cdot m_m$

Определение допускаемых напряжений с учетом переменности режима работы и срока службы передачи.

Допустимые напряжения при расчете на изгибную прочность определяют

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim\epsilon}}{[S]_F} K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где $\sigma_{F\lim\epsilon}$ - граница изгибной выносливости;

K_{FC} - коэффициент, который учитывает характер изменения напряжений при изгибе. Для реверсивных передач - $K_{FC} = 0,7$; для нереверсивных - $K_{FC} = 1,0$;

$[S]_F$ - допустимый коэффициент запаса прочности по изгибным напряжениям. $[S]_F = 1,6$ – при ТО цементация, нитроцементация, $[S]_F = 1,7$ – при других видах ТО;

K_{FL} – коэффициент долговечности, который учитывает повышение предельных напряжений при числе циклов нагрузки меньших базового

$$K_{FL} = q \sqrt{\frac{N_{F\lim\epsilon}}{N_{FE}}} \geq 1,$$

где $q = 6$ – для зубчатых колес с однородной структурой материала (ТО – нормализация, улучшение) и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и ТО их зубьев; $q = 9$ – для зубчатых колес с поверхностным упрочнением (ТО – закалка ТВЧ, цементация и др.) и не шлифованной переходной поверхностью;

$N_{F\lim\epsilon} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов нагрузок;

N_{FE} - эквивалентное число циклов нагрузок

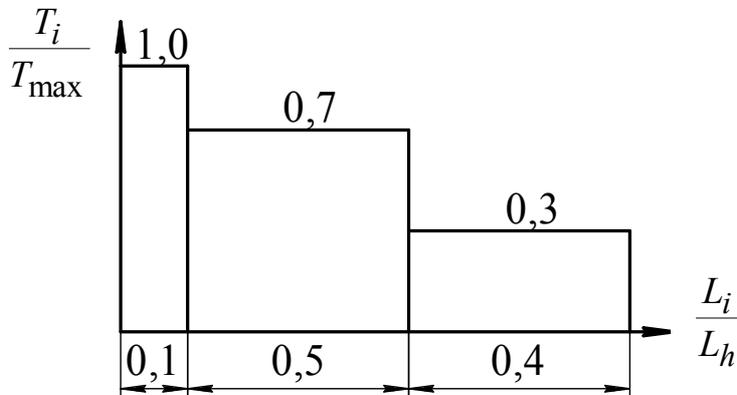
$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot L_h \cdot K_{FE},$$

где n – частота вращения, *об/мин*;

L_h - срок службы, *часов*;

K_{FE} - коэффициент эквивалентности нагрузки

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^q \cdot t_i,$$



где $t_i = \frac{L_i}{L_h}$ - относительное время действия момента T_i за расчетный срок службы L_h (рис. 5.3);

L_i - количество часов работы передачи при вращающемся моменте T_i .

Рисунок 5.3 – Диаграмма нагрузки привода машины

При $N_{FE} > N_{Flim\epsilon}$ принимают $K_{FL} = 1$ (рис. 5.4).

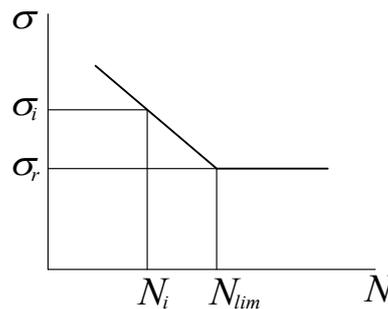


Рисунок 5.4 - Кривая усталости

Допустимые напряжения при расчете на контактную прочность определяют

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim\epsilon} \cdot K_{HL}}{[S]_H},$$

где $\sigma_{Hlim\epsilon}$ - граница контактной выносливости;

$[S]_H$ - допустимый коэффициент запаса прочности по контактным напряжениям. $[S]_H = 1,1$ - для зубчатых колес с однородной структурой материала (ТО - нормализация, улучшение, объемная закалка с отпуском). $[S]_H = 1,2$ - для зубчатых колес с поверхностным упрочнением (ТО - закалка ТВЧ, цементация, азотирование);

K_{HL} - коэффициент долговечности, который учитывает повышение предельных напряжений при числе циклов нагрузки, меньших базового

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim\sigma}}{N_{HE}}} \geq 1.$$

Здесь $N_{Hlim\sigma}$ - базовое число циклов нагрузок (см. ниже);

N_{HE} - эквивалентное число циклов нагрузок.

$$N_{HE} = 60 \cdot n \cdot L_h \cdot K_{HE},$$

где K_{HE} - коэффициент эквивалентности нагрузки.

По аналогии с расчетом на изгиб

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot t_i.$$

Базовое число циклов нагрузок можно принимать: при твердости поверхностей зубчатых колес $H = 200 \dots 350$ HB - $N_{Hlim\sigma} = (10 \dots 40) \cdot 10^6$, а при твердости $H = 40 \dots 60$ HRC - $N_{Hlim\sigma} = (40 \dots 100) \cdot 10^6$.

При $N_{HE} > N_{Hlim\sigma}$, принимают $K_{HL} = 1$.

Расчетная нагрузка

Расчетная нагрузка на зубе состоит из:

- **номинальной нагрузки** в предположении, что она распределяется равномерно по длине зуба и между зубьями и прикладывается статически;
- **дополнительной нагрузки**, обусловленной неравномерностью распределения нагрузка по длине зуба и между зубьями из-за погрешности при изготовлении и деформации деталей передач, а также динамического характера этой нагрузки.

Дополнительная нагрузка учитывается коэффициентом нагрузки при расчете на изгибную и контактную прочность соответственно:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha}, \quad K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}$$

Здесь $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ - коэффициенты концентрации нагрузки по длине зуба;

K_{FV}, K_{HV} - коэффициенты динамической нагрузки;

$K_{F\alpha}, K_{H\alpha}$ - коэффициенты, которые учитывают неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Таким образом, расчетный вращающий момент к расчету передачи на изгибную и контактную прочность соответственно:

$$T_{расч} = T_{ном} \cdot K_F ; \quad T_{расч} = T_{ном} \cdot K_H .$$

Под номинальным моментом $T_{ном}$ понимают наибольший из длительно действующих по диаграмме нагрузки моментов (рис. 5.3), то есть такой момент, число циклов нагружения, при котором за весь срок службы передачи превышает $5 \cdot 10^4$. Число циклов нагружения на первой ступени диаграммы при заданной частоте вращения n составит:

$$N_{u_1} = 60 \cdot n \cdot 0,1 \cdot L_h ,$$

где L_h - срок службы передачи, часов.

При $N_{u_1} \leq 5 \cdot 10^4$ нагрузка на этой ступени считается кратковременной и определение номинальной нагрузки проводят по второй ступени диаграммы с учетом продолжительности первой.

Упругие перемещения валов приводят к перекоосу колес и неравномерному распределению нагрузки. Неравномерное распределение момента кручения по ширине шестерни приводит к ее закручиванию, что увеличивает неравномерность распределения нагрузки. Контакт зубьев в плоскости зацепления будет зависеть от податливости зубьев, сверху абсолютно жесткие зубья, снизу податливые.

При твердости $HB \leq 350$ (термообработка нормализация или улучшение) зубья в начальный период эксплуатации способны прирабатываться, распределение нагрузки по длине зуба становится более благоприятным.

Динамические нагрузки в прямозубых колесах возникают при входе зубьев в зацепление и при выходе из зацепления предшествующей пары зубьев. Если бы колеса были изготовлены абсолютно точно, то удары имели бы место, так как неминуемые под нагрузкой деформации зубьев влияют так же, как и

ошибки в шаге. Экспериментально установлена зависимость динамической нагрузки от скорости по линейному закону.

При расчете зубчатых колес с твердостью $HВ > 350$ коэффициенты, которые учитывают неравномерность распределения нагрузки между зубьями принимают:

Для прямозубых колес $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1 + 0,06(\Pi_{cm} - 5)$;

Для косозубых колес $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1 + 0,15(\Pi_{cm} - 5)$,

где Π_{cm} - степень точности передачи.

При твердости шестерни или колеса меньше или равной $HВ 350$ вместо коэффициентов 0,06 и 0,15 необходимо подставить 0,03 и 0,07 соответственно.

Лекция 6. КОСОЗУБЫЕ И ШЕВРОННЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ОСОБЕННОСТИ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ, НАГРУЗКА

Геометрические параметры.

У косозубых колес зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, а составляют с ней некоторый угол β . Оси колес при этом остаются параллельными. Для нарезания зубьев косозубых колес используют инструмент такого же исходного контура, что и для прямозубых. Поэтому профиль косоугольного зуба в сечении А-А (рис. 6.1) совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении должен быть также стандартным.

Для косозубых колес $\beta = 8...15^\circ$, для шевронных - $\beta = 25...40^\circ$

В косозубых передачах рассматривают окружные (P_t) и нормальные (P_n)

шаги (рис. 6.1) и соответственно им модули $m_t = \frac{P_t}{\pi}$; $m_n = \frac{P_n}{\pi}$;

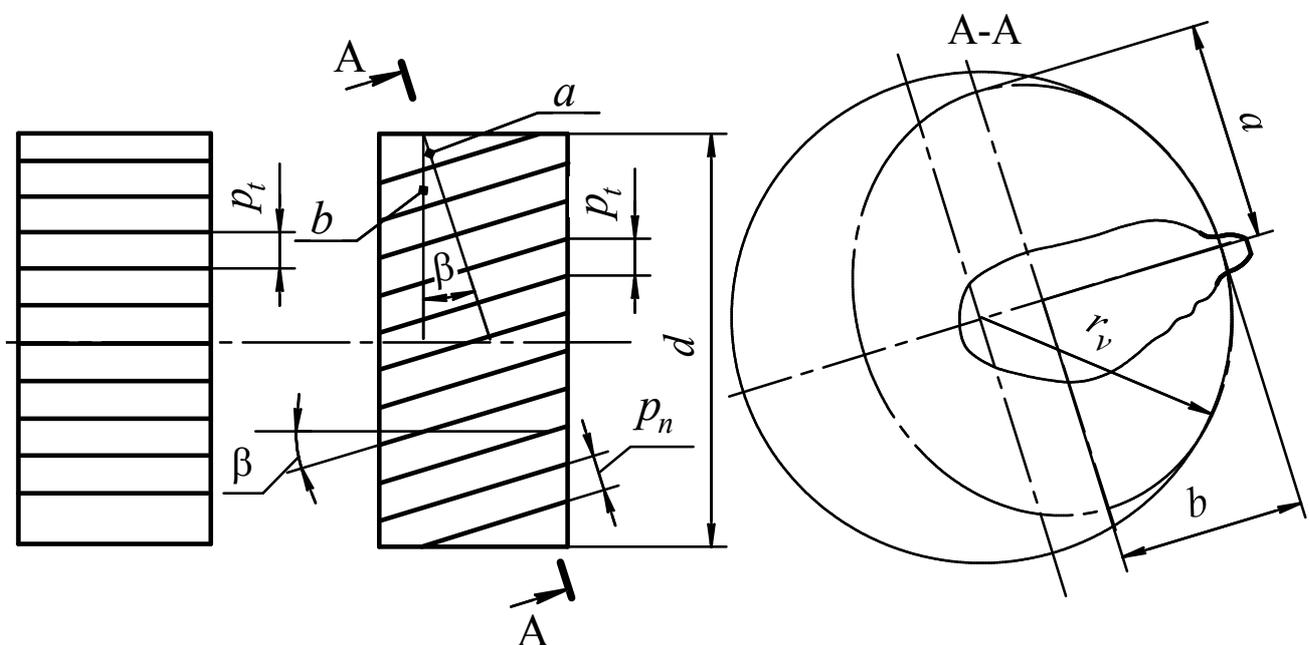


Рисунок 6.1 - Расположение зубьев цилиндрических колес

Окружной делительный шаг P_t - это расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по длине делительной окружности

зубчатого колеса. Тогда:

$$\pi d = P_t \cdot z; P_t = \frac{\pi d}{z}; \quad d = \frac{P_t \cdot z}{\pi} = m_t \cdot z;$$

Итак, окружной модуль представляет собой частное от деления диаметра делительной окружности на число зубцов:

$$m_t = d / z.$$

Нормальный шаг P_n - это кратчайшее расстояние по делительному цилиндру между одноименными профильными поверхностями двух соприкасающихся зубьев $P_n = P_t \cdot \cos \beta$, где β – угол наклона линии зубьев по делительному цилиндру.

Соответственно нормальный модуль $m_n = m_t \cdot \cos \beta$.

Тогда $d = m_n z / \cos \beta$. **Остальные геометрические параметры определяются аналогично прямозубому зацеплению.**

В косозубых передачах стандартным является нормальный модуль, так как шаг в нормальном пересечении и высота зуба при любом угле наклона зубьев остаются равными шагу и высоте зубьев производящей рейки. Таким образом, в нормальном сечении зуб косозубого колеса будет иметь те же параметры, что и зуб прямозубого колеса. Это сечение представляет собой эллипс, полуоси которого 'a' и 'b' (рис. 6.1). Из геометрии известно, что больший радиус кривизны эллипса равняется $r_v = a^2 / b$ - это радиус цилиндрического прямозубого колеса с числом зубцов z_v . Из рис. 6.1:

$$b = d / 2, \quad a = \frac{d}{2 \cos \beta}, \quad \text{тогда } r_v = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} \quad \text{или } 2r_v = \frac{d}{\cos^2 \beta} = d_v;$$

$$\frac{m_n \cdot z}{\cos^3 \beta} = m_n \cdot z_v,$$

то есть приведенное (эквивалентное) число зубьев:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta},$$

где z – число зубьев косозубого колеса.

Пример: при $\beta = 20^\circ$ $d_v = 1,13d$, $z_v = 1,2z$.

Увеличение эквивалентных параметров (d_v и z_v) с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубых передач. Вследствие наклона зубьев получается колесо как бы больших размеров или при той же нагрузке уменьшаются габариты передачи. **Косозубые передачи по сравнению с прямозубыми обладают еще и другими преимуществами: многопарность зацепления, уменьшение шума и др. Поэтому, косозубые передачи получили большее распространение.**

В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. В прямозубом зацеплении нагрузка передается мгновенно, что сопровождается ударами и шумом. **В косозубых передачах зубья нагружаются постепенно по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении находятся минимум две пары. Плавность косозубого зацепления значительно понижает шум и дополнительные динамические нагрузки.**

Преимущества косозубого зацепления становятся значительным в быстроходных передачах, т.к. динамические нагрузки возрастают пропорционально квадрату скорости.

Косозубые колеса могут работать без нарушения зацепления даже при коэффициенте торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha < 1$, если обеспечено осевое перекрытие $b_w > \frac{p_{bt}}{tg\beta}$. Отношение $\varepsilon_\beta = b_w tg\beta / p_{bt} \approx b_w \sin \beta / (\pi m_n)$ называют коэффициентом осевого перекрытия. Рекомендуют принимать $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

При ε_α равном целому числу, $l_\Sigma = b_w \varepsilon_\alpha / \cos \beta$.

В соответствие с формулой суммарная длина контакта растет с увеличением угла наклона зубьев. Однако во избежание больших осевых сил для косозубых колес $\beta = 8...15^\circ$, для шевронных - $\beta = 25...40^\circ$.

На боковой поверхности косоугого зуба линия контакта располагается под некоторым углом λ . В силу присутствия этого угла вероятность косоугого излома отражается на прочности зубьев по напряжениям изгиба, а концентрация на-

грузки на прочности по контактным напряжениям. С наклонным расположением контактной линии связана целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокотвердого), чем у колеса. Это объясняется следующим. Ножки зубьев обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них неблагоприятно сочетание направления скольжения и перекатывания зубьев. Следовательно ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. При этом вследствие наклона контактной линии нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Слабая ножка зуба колеса разгружается, и выкрашивание прекращается. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не опасна, так как она изготовлена из более стойкого материала. Применение высокотвердой шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач до 25...30%.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α равняется отношению угла поворота зубчатого колеса от входа в зацепление торцового профиля зуба до выхода из зацепления, к угловому шагу, равному $2\pi / z_1$, или отношению активной длины линии зацепления l к шагу по основной окружности p_b .

Коэффициент торцового перекрытия определяет плавность работы передачи. Для нефланкированных передач без смещения исходного контура он может быть определен по приближенной формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta,$$

где знак « + » для внешнего и « - » для внутреннего зацепления. Для передач со смещением определение ε_α приводится в ГОСТ 16532-70.

Для косозубых передач рекомендуют $\varepsilon_\alpha \geq 1,0$. Значение ε_α зависит от z и β . С увеличением z увеличивается ε_α . Поэтому выгодно применять колеса с большим z или при заданном d колеса с малым модулем. При увеличении β растет окружной шаг p_{bt} , а рабочая длина зацепления остается неизменной.

При этом ε_α уменьшается. Уменьшение ε_α - основная причина ограничения больших β .

Силы в зацеплении.

В косозубому зацеплении (рис. 6.2) нормальная к профилям зубьев сила F_n раскладывается на составные: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a .

$$F_t = \frac{2T}{d}; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta; F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_t = F_1 \operatorname{tg}\alpha_n.$$

поскольку $F_1 = F_t / \cos\beta$ то $F_r = F_t \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta}; \operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta};$

Нормальная к поверхности зуба сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_\alpha \cos\beta};$$

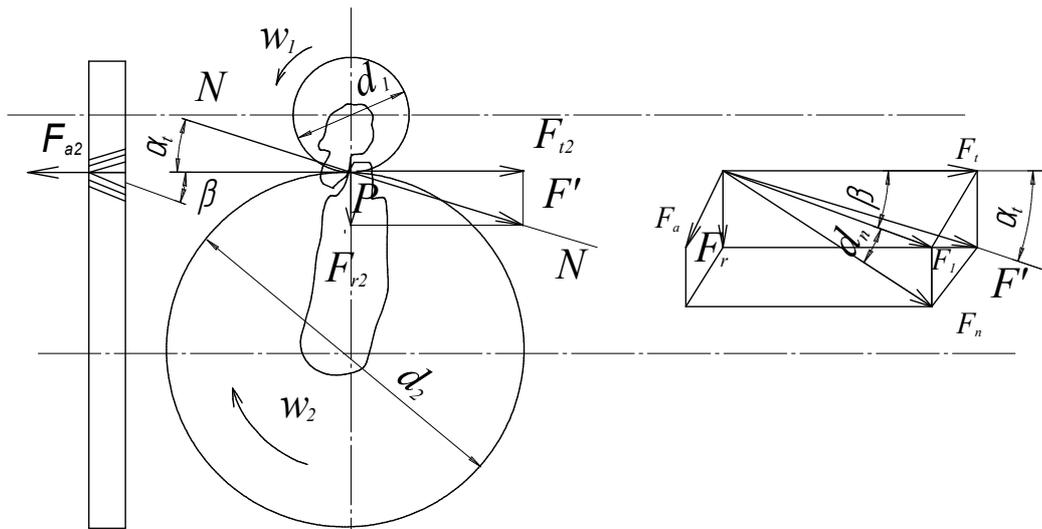


Рисунок 6.2 - Усилия в цилиндрических косозубых колесах

Расчет зубьев на изгибную прочность.

Изгибная прочность зубьев косозубых и шевронных колес выше, чем прямозубых по следующим причинам:

- зуб прямозубой передачи работает как балка, а косозубой – как пластина, что учитывают коэффициентом Y_β ;

- торцовый коэффициент перекрытия ε_α для косозубых и шевронных передач больше, чем для прямозубых, что учитывают коэффициентом Y_ε ;

- увеличение толщины зубьев в опасном сечении, что учитывают коэффициентом Y_F ;

- уменьшение динамических нагрузок, что учитывают коэффициентом K_F

С учетом сказанного условие прочности при расчете на изгиб косозубых и шевронных передач имеет вид:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{ном} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \cos \beta}{m_n^2 \cdot z \cdot b} \leq [\sigma]_F.$$

При проектном расчете определяют модуль передачи:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2T_{ном} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \cos \beta}{z \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_F}}, \text{ мм.}$$

Коэффициент, который учитывает угол наклона зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140};$$

Для косозубых колес $\beta = 8...15^0$, для шевронных - $\beta = 25...40^0$

Коэффициент, который учитывает участие в зацеплении соседних зубьев

$$Y_\varepsilon = 1,1 / \varepsilon_\alpha$$

Торцовый коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

Число зубьев $z_1 = (1,1...1,3)z_{min. кос.}$

$$z_{min. кос.} = z_{min. пр} \cdot \cos^3 \beta = 17 \cdot \cos^3 \beta ; z_2 = z_1 \cdot u$$

Коэффициент ширины колеса принимают для косозубых передач $\psi_m = 12...15$; для шевронных $\psi_m = 20...30$.

Коэффициент формы зубьев Y_F выбирают по табл., но по эквивалентно-

му числу зубьев $z_v = z / \cos^3 \beta$.

Расчет зубьев на контактную прочность.

Длина контактных линий при торцовом коэффициенте перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1$ (рис. 6.3) равняется:

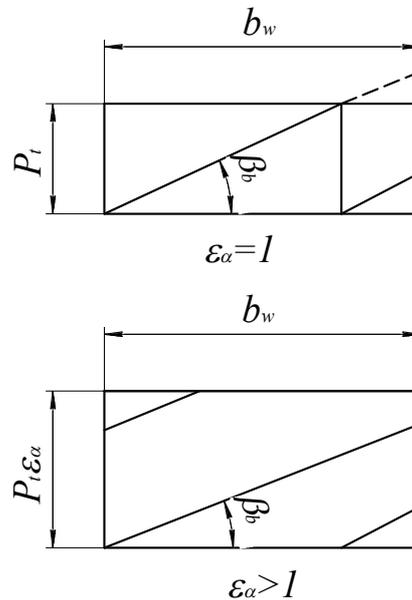


Рисунок 6.3 - Поле зацепления косозубых колес

$$l = b_w / \cos \beta_b,$$

где β_b - угол наклона зуба на основном цилиндре:

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n$$

При $\varepsilon_\alpha > 1$ длина контактных линий составит $l_\Sigma = b_w \cdot \varepsilon_\alpha / \cos \beta_b$.

С учетом экспериментальных данных l_Σ определяют:

$$l_\Sigma = b_w / (Z_\varepsilon^2 \cdot \cos \beta_b),$$

где $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ - коэффициент, который учитывает суммарную длину контактных линий.

Тогда нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий

$$q_n = \frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot \cos \beta_b}{b_w \cdot \cos \alpha_w}$$

Необходимые для расчета радиусы профилей зубьев в сечении, перпендикулярном контактной линии, определяют по известной из дифференциальной

геометрии теореме Менъе:

$$\rho_1 = 0,5d_{w_1} \cdot \sin \alpha_w / \cos \beta_b;$$

$$\rho_2 = 0,5d_{w_2} \sin \alpha_w / \cos \beta_b.$$

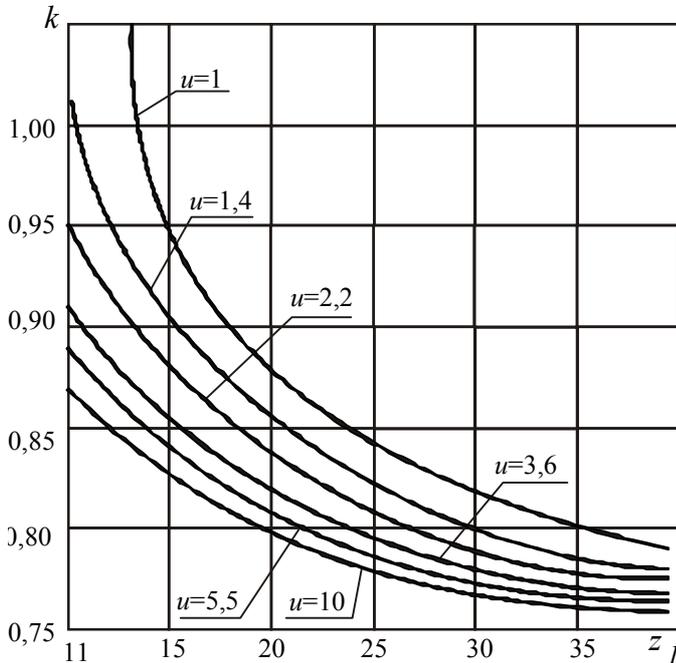


Рисунок 6.4 - Коэффициент Z_K для расчета косозубых и шевронных передач

Подставив полученные значения в исходную формулу Герца, получим для передач без смещения исходного контура ($d_{w_1} = d$) основную формулу для расчета косозубых и шевронных передач:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot u \pm 1}{d_1 \cdot b_w \cdot u}} = \\ &= 490 \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot u \pm 1}{d_1 \cdot b_w \cdot u}} \leq [\sigma]_H \end{aligned}$$

Значения коэффициента Z_K , который учитывает более высокую прочность косозубых и шевронных

передач приведены на рис. 6.4.

При проектном расчете, как и для прямозубых передач, определяют межосевое расстояние косозубых и шевронных передач:

$$a_w \geq (u \pm 1) \cdot 3 \sqrt{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot u} \right)^2 \frac{K_H \cdot T_{ном2}}{\psi_a}}, \text{ мм.}$$

Здесь $\psi_a = 0,3 \dots 0,4$ – для косозубых колес;

$\psi_a = 0,4 \dots 0,6$ - для шевронных колес.

Другие параметры - как и для прямозубых колес.

Лекция 7. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ХАРАКТЕРИСТИКА, ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Характеристика, геометрические параметры конической прямозубой передачи

Конические зубчатые колеса применяются в передачах между валами, оси которых расположены под углом. Основное применение имеют передачи, оси которых пересекаются под углом 90^0 . Передачи с межосевыми углами не равными 90^0 применяются редко из-за сложности изготовления корпусных деталей. Сами же колеса могут быть изготовлены с любыми углами конусов.

Конические колеса более сложны в изготовлении и монтаже в сравнении с цилиндрическими, но имеют широкое применение в машиностроении, обусловленное компоновкой узлов машин.

Конические колеса выполняют с прямыми, косыми и круговыми зубьями.

Прямозубые конические колеса применяются при небольших окружных скоростях (2...3 м/с, допустимо до 8м/с.), как наиболее простые в монтаже. Колеса с круговыми зубьями допускают большие скорости, обеспечивают более плавное зацепление, имеют большую нагрузочную способность.

Нарезают зубья на специальных станках. Обычно зубья не шлифуют, а ограничиваются притиранием.

Для обеспечения правильности контакта зубьев необходимо предусматривать возможность осевого регулирования зубчатых колес.

Зубья конического колеса нарезают на поверхности усеченного конуса. В конических колесах вводится понятие начальных и делительных конусов, которые как правило совпадают, так как угловое смещение практически не применяют.

На рис. 7.1 d_{e1} и d_{e2} – внешние делительные диаметры шестерни и колеса, δ_1 и δ_2 – углы при вершинах делительных конусов шестерни и колеса, R_e – длина образующей делительного (начального) конуса.

$$\frac{de_1}{2Re} = \sin \delta_1; \quad \frac{de_2}{2Re} = \sin \delta_2;$$

Передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{de_2}{de_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

$$\text{при } \delta_\Sigma = 90^\circ \quad u = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1};$$

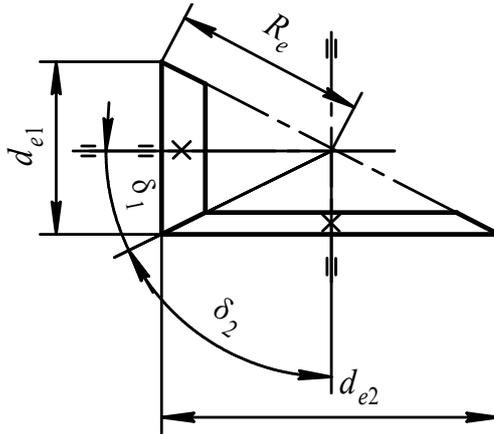


Рисунок 7.1 - Коническая передача

$$\text{Таким образом, } \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u}; \quad \left(\delta_1 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{1}{u} \right);$$

Для конических передач с прямыми, косыми и частично с круговыми зубьями (при $m \geq 2 \text{ мм}$, $u z_\Sigma = 20 \dots 100$) применяются зубья, у которых вершины делительного и внутреннего конусов совпадают.

Длина зубьев ограничивается боковыми поверхностями двух дополнительных конусов – внешнего и внутреннего - то есть конусов, оси которых совпадают с осью делительного конуса, а образующие перпендикулярны к образующим делительного конуса.

При вращении зубчатых колес начальные конусы с углами при вершинах δ_1 и δ_2 обкатываются друг по другу без скольжения.

Профили зубьев колес как и в цилиндрических передачах описываются эвольвентами.

В большинстве случаев шестерня конической передачи располагается на валу консольно, что способствует увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

Коническая зубчатая передача (рис. 7.2) по длине зуба имеет переменный окружной шаг, а следовательно и модуль.

Зубья конических колес удобно измерять на внешнем дополнительном конусе, поэтому и стандартным принимают окружной модуль на внешнем торце m_{te} . За расчетный принимают модуль на середине ширины зубчатого венца (m_{nm}).

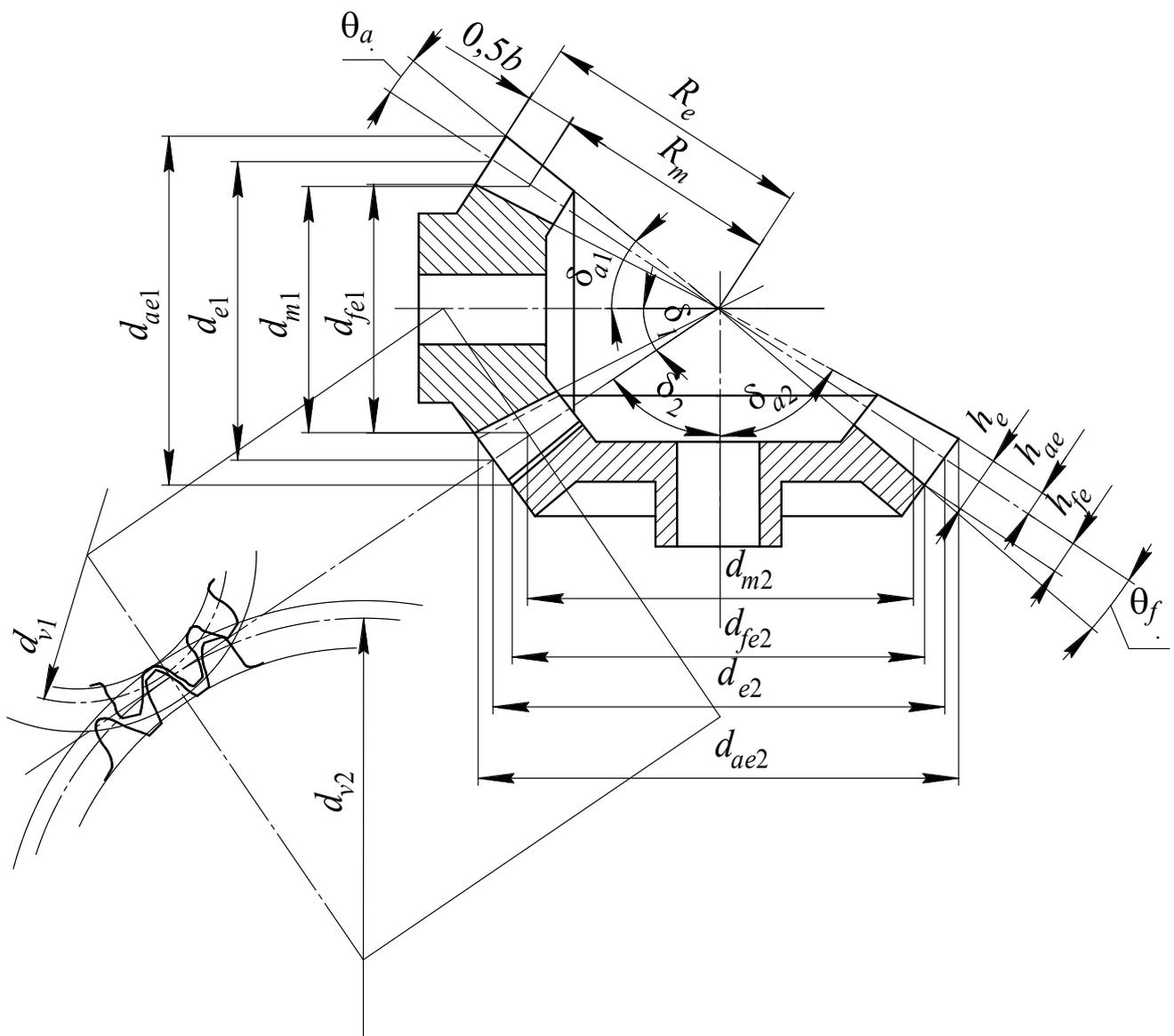


Рис. 7.2 – Геометрические параметры конических передач

Исходный контур конических зубчатых колес по ГОСТ 13754-81, соответственно которого: угол профиля зуба $\alpha = \alpha_f = 20^\circ$, коэффициенты высоты головки зуба $h_a^* = 1$, радиального зазора $c^* = 0,2$, высоты ножки зуба $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2$, радиуса кривизны переходной кривой у конечной точки профиля $\rho_{fj}^* \geq 0,2$, но не большее 0,3, тогда:

внешняя высота головки зуба

$$h_{ae} = h_a^* \cdot m_{te} = m_{te};$$

внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe} = h_f^* \cdot m_{te} = 1,2m_{te};$$

внешняя высота зуба

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 2,2m_{te};$$

радиальный зазор

$$c = c^* \cdot m_{te} = 0,2m_{te}.$$

Размеры венцов шестерни и колеса:

внешние делительные диаметры

$$d_{e1} = m_{te}z_1; d_{e2} = m_{te} \cdot z_2$$

внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ac} \cos \delta_1 = m_{te}(z_1 + 2 \cos \delta_1);$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = m_{te}(z_2 + 2 \cos \delta_2);$$

внешние диаметры впадин

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe} \cos \delta_1 = m_{te}(z_1 - 2,4 \cos \delta_1);$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = m_{te}(z_2 - 2,4 \cos \delta_2);$$

внешнее конусное расстояние (длина образующей делительного конуса)

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}; .$$

Коэффициент ширины зубчатого венца по конусному расстоянию

$K_{\beta e} = \nu/R_e = 0,25...0,3$; тогда ширина зубчатого венца $\nu = K_{\beta e} \cdot R_e$, но обычно $\nu \leq 10m_{te}$. (коэффициент ширины зубчатого венца по модулю $\psi_m = \frac{\nu}{m_{nm}}$);

среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5\nu;$$

средние делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_{m_1} = m_{nm} \cdot z_1; \quad d_{m_2} = m_{nm} \cdot z_2;$$

углы головки и ножки зубьев

$$\operatorname{tg}\theta = h_{ae}/R_e; \quad \operatorname{tg}\theta_f = h_{fe}/R_e;$$

углы конусов вершин зубьев шестерни и колеса

$$\delta_{a_1} = \delta_1 + \theta_a; \quad \delta_{a_2} = \delta_2 + \theta_a;$$

углы конуса впадин шестерни и колеса

$$\delta_{f_1} = \delta_1 - \theta_f; \quad \delta_{f_2} = \delta_2 - \theta_f.$$

Зависимость между максимальным (стандартным) и средним (расчетным) модулями следующая:

при расчетах на изгибную прочность (рис. 7.2)

$$d_e = d_m + 2 \cdot 0,5\nu \sin\delta;$$

$$m_{te} \cdot z = m_{nm} \cdot z + \nu \sin\delta; \quad \nu = \psi_m \cdot m_{nm}; \quad \text{тогда } m_{te} = m_{nm} \left(1 + \frac{\psi_m}{z} \sin\delta \right),$$

при расчетах на контактную прочность (рис. 7.2) учитывая то, что высота головки равняется модулю

$$\frac{m_{te}}{R_e} = \frac{m_{nm}}{R_m} = \frac{m_{nm}}{R_e - 0,5\nu}; \quad m_{te} = \frac{m_{nm} R_e}{R_e - 0,5\nu} = \frac{m_{nm}}{1 - 0,5K_{\beta e}};$$

В конических зубчатых колесах с криволинейными зубьями с учетом угла наклона на середине длины зуба β_m , который принимается при круговых зубьях $\beta_m = 35^\circ$, а при тангенциальных - $\beta_m = 20...30^\circ$,

$$h_{a2} = h_a^* m_{te} \cos\beta_m; \quad h_{fe} = h_f^* m_{te} \cdot \cos\beta_m.$$

Зависимость между максимальным и средним модулями:

$$m_{te} = \frac{m_{nm} \left(1 + \frac{\psi_m}{z} \sin \delta \right)}{\cos \beta_m} \quad m_{te} = \frac{m_{nm}}{\left(1 - 0,5 \frac{b_w}{r_e} \right) \cdot \cos \beta_m} :$$

Эквивалентные числа зубцов

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m}.$$

Эксцентриситет для тангенциальных зубьев $e = R_m \cdot \sin \beta_m$.

Силы, действующие в зацеплении конических передач.

Равнодействующая сила F_{n2} приложена посреди длины зуба в нормальном сечении (рис. 7.3 сечение А-А). Эта сила раскладывается на окружную

$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}$ и радиальную F_2 , действующую по радиусу эквивалентного цилинд-

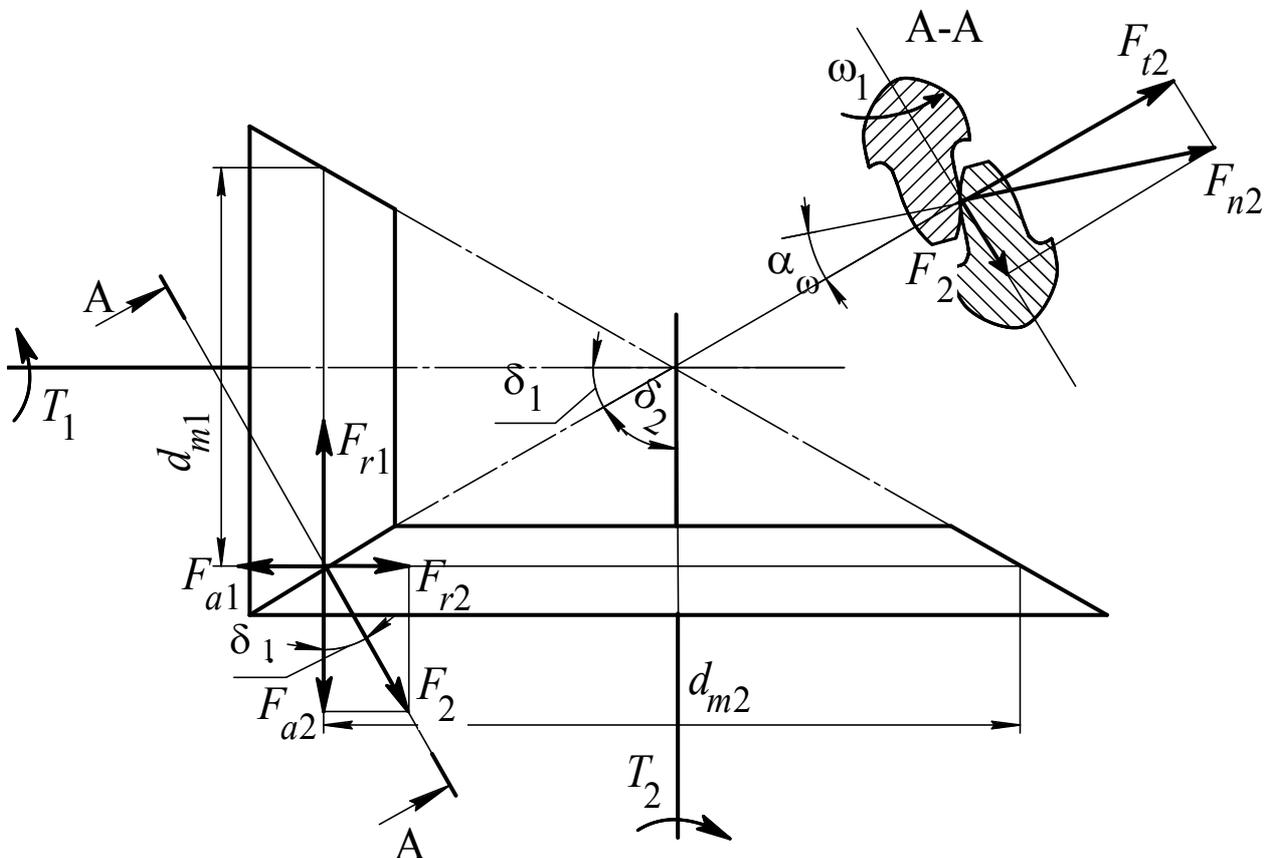


Рисунок 7.3 – Усилие в конических колесах с прямыми зубьями

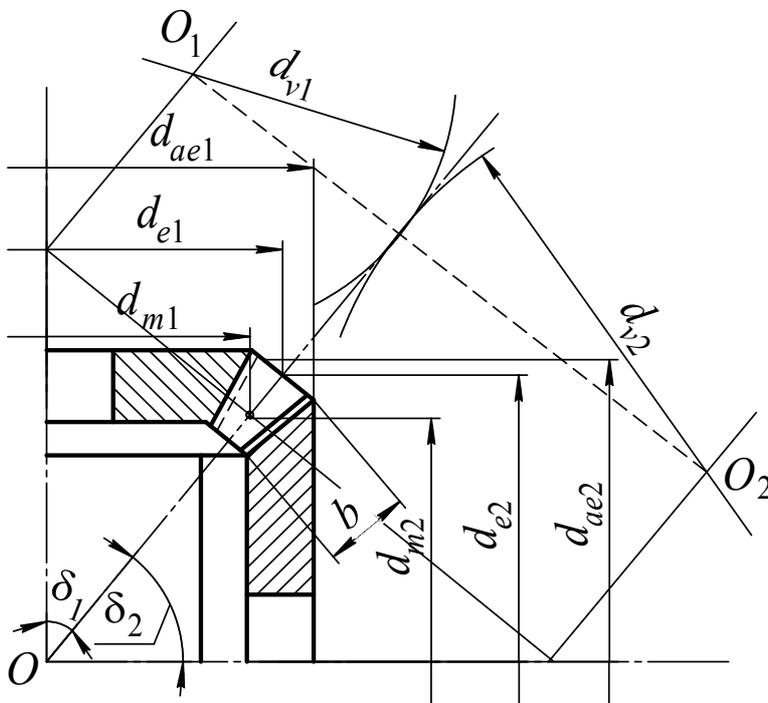
рического колеса. Она раскладывается на осевую F_{a2} и радиальную F_{r2} .

Такие же по величине, но в обратном направлении действуют силы на зуб шестерни (меняется их обозначение)

$$F_{a2} = F_{r1} = F_2 \cdot \cos \delta_1 = F_{t2} \cdot \tan \alpha_\omega \cdot \cos \delta_1;$$

$$F_{r2} = F_{a1} = F_2 \cdot \sin \delta_1 = F_{t2} \cdot \tan \alpha_\omega \cdot \sin \delta_1.$$

Лекция 8. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ



Для расчета на прочность конические колеса условно заменяют цилиндрическими, у которых диаметры делительных окружностей и модуль равняются диаметрам делительных окружностей (d_{m1} и d_{m2} , рис. 8.1) и модулю в среднем сечении зуба конических колес, а профиль зубьев соответствует профилю эквивалентных колес с

Рис. 8.1 – К расчету конических передач на диаметрами d_{v1} и d_{v2} .
на прочность

При этом на основании экспериментальных данных принимают, что конические колеса могут передавать нагрузку, которая равняется 0,85 от допустимой нагрузки соответствующих цилиндрических колес.

На основании сказанного:

$$d_1 = d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}), \quad d_2 = d_{m2} = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}),$$

где $K_{be} = b / R_e$ - коэффициент ширины зубчатого венца по внешнему конусному расстоянию.

Диаметры эквивалентных цилиндрических колес:

$$d_{v1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2}.$$

Число зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых колес:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m}.$$

Здесь β_m угол наклона зубьев конических колес.

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_{ном}}{d_{el}(1-0,5K_{be})}$$

Расчетные напряжения в зубьях конических колес принимают:

$$\sigma_{Hкон} = \sqrt{\sigma_H / \mathcal{G}_H}, \text{ и } \sigma_{Fкон} = \sigma_F / \mathcal{G}_F,$$

где σ_H и σ_F - расчетные контактные и изгибные напряжения цилиндрической прямозубой передачи.

\mathcal{G}_H и \mathcal{G}_F - экспериментальные коэффициенты, которые характеризуют изменение нагрузочной способности по контактным и изгибным напряжениям данной конической передачи в сравнении с цилиндрической прямозубой. Для конических прямозубых колес $\mathcal{G}_H = \mathcal{G}_F = 0,85$, для колес с непрямыми зубьями при твердости $HB \leq 350$ принимают $\mathcal{G}_H = 1,22 + 0,21 \cdot u$ и $\mathcal{G}_F = 0,94 + 0,08 \cdot u$, а при твердости $HRC \geq 45$ - $\mathcal{G}_H = 0,81 + 0,15 \cdot u$ и $\mathcal{G}_F = 0,65 + 0,11 \cdot u$.

После преобразований, аналогичным цилиндрическим передачам, получим основную формулу для расчета на контактную прочность конических передач:

$$\sigma_H = 490 \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot \cos \delta_1 \cdot u^2 + 1}{b_w \cdot d_{m1} \cdot \mathcal{G}_H} \cdot \frac{1}{u^2}} \leq [\sigma]_H.$$

При определении коэффициента нагрузки принимают $K_{H\alpha} = 1$, тогда $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$.

Коэффициент K_{HV} принимают как для цилиндрических колес, но выполненных на одну степень менее точными.

Проектный расчет проводят в форме определения диаметра делительной окружности колеса на внешнем дополнительном конусе:

$$d_{e2} \geq 96 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{ном2} \cdot u}{\mathcal{G}_H \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be} \cdot [\sigma]_{H2}^2}}, \text{ мм.}$$

Здесь $K_{be} = b / R_e = 0,25 \dots 0,30$. Предварительно принимают $K_H = 1,3 \dots 1,5$.

Условие прочности при расчете на изгиб конических передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{m_{nm} \cdot b \cdot \mathcal{G}_F} \leq [\sigma]_F.$$

Коэффициент нагрузки K_F определяют с учетом рекомендаций для определения коэффициента K_H .

При проектном расчете:

$$m_{nm} \geq 3 \sqrt{\frac{2 \cdot T_{ном} \cdot K_F \cdot Y_F}{\mathcal{G}_F \cdot z \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_F}},$$

Коэффициент нагрузки предварительно принимают $K_F = 1,3 \dots 1,5$.

Коэффициент формы зуба выбирают в зависимости от приведенного числа зубьев:

$$z_V = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta}.$$

Число зубьев шестерни $z_1 = 19 \dots 22$, колеса $z_2 = z_1 \cdot u$.

Угол наклона зубьев принимают для передач с косым зубом $\beta = 20 \dots 30^\circ$, а с круговым $\beta = 35^\circ$.

Коэффициент ширины колеса принимают $\psi_m = 6 \dots 12$ или определяют по формуле

$$\psi_m = 0,15 \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{\cos \beta}.$$

В конических передачах согласовывать с ГОСТ 9563-60 необходимо внешний окружной модуль:

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cdot \cos \beta}.$$

Круговые зубья нарезают не модульным инструментом, поэтому для них допускается применять нестандартные модули.

Лекция 9. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ. КИНЕМАТИКА. МАТЕРИАЛЫ. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

Червячные передачи применяются для передачи вращательного движения между валами, оси которых скрещиваются. Червячная передача состоит из винта с трапецеидальной или близкой к ней резьбой и косозубого колеса с зубьями особой формы.

Достоинства червячных передач:

- **возможность получения большого передаточного числа одной парой (от 8 до 80, в отдельных случаях до 1000);**
- **плавность и безшумность работы;**
- **возможность самоторможения.**

Недостатки:

- **низкий К.П.Д (трение скольжения поверхности витков червяка по поверхности зубьев колеса);**
- **применение для изготовления колеса дорогих антифрикционных материалов.**

Червячные передачи находят применение в подъемных механизмах, станках, автомобилях и др.

Геометрические параметры.

Выбор профиля витков червяка определяется преимущественно технологическими факторами.

Применяют червяки следующих типов: архимедов, конволютный и эвольвентный (рис. 9.1).

Архимедов червяк представляет собой винт с резьбой, которая имеет прямолинейный профиль - трапецию в осевом сечении (в торцевом сечении витки очерчены архимедовой спиралью). Эти червяки просты в изготовлении, применяются в тихоходных не слишком нагруженных передачах.

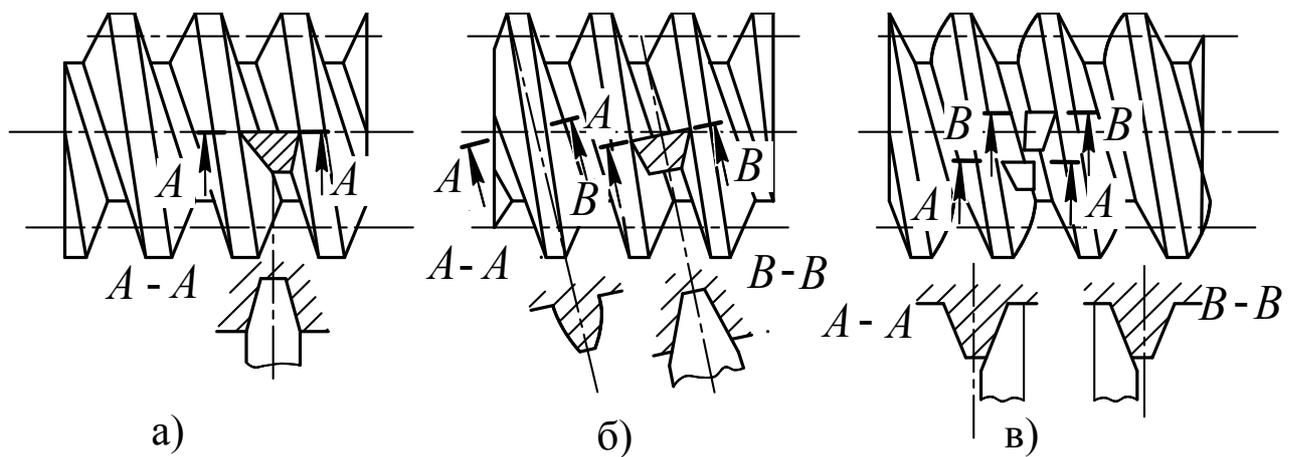


Рисунок 9.1 – Основные типы цилиндрических червяков: а – архимедов; б – конволютный; в – эвольвентный

Конволютный червяк представляет собой винт с резьбой, которая имеет прямолинейный профиль в сечении, нормальном к оси симметрии. В торцовом сечении витки очерчены эвольвентой. Характерной особенностью является одинаковые углы резания по обеим боковым граням резьбы. Шлифуются на обычных резьбошлифовальных станках конусными кругами.

Эвольвентный червяк представляет собой косозубое колесо с небольшим числом зубьев и очень большим углом их наклона. Профиль зуба в торцовом сечении очерчен эвольвентой. Эвольвентная поверхность имеет прямолинейный профиль в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, поэтому эти червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга.

Условные обозначения червячных передач: ZA-Архимедов, ZN-Конволютный, ZI-Эвольвентный.

В червячных передачах по ГОСТ 19036-81 стандартный угол профиля принят равным 20° .

Червячные колеса изготавливаются инструментом, который является аналогом червяка, поэтому сопряженный профиль колеса получают автоматически. С целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента стандартизированы

коэффициенты диаметра червяка $q = \frac{d_1}{m}$, которые по ГОСТ 2144-76 согласованы с модулем передачи - m .

Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух сопряженных витков червяка, измеренное по оси, называется шагом червяка P . Отношение $\frac{P}{\pi} = m$ - стандартный параметр-модуль. Для червяка он является осевым, для червячного колеса - торцевым (рис. 9.2).

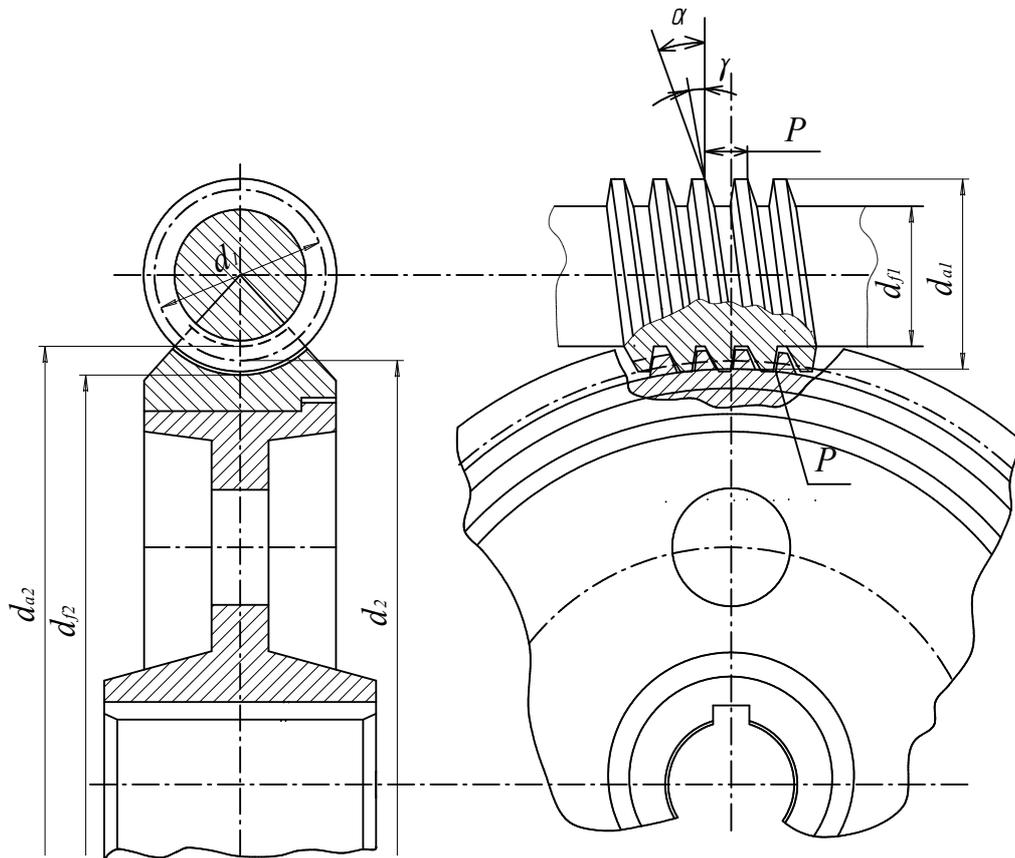


Рисунок 9.2 - Червячная передача

При повороте червяка на один оборот точка контакта витка червяка и зуба колеса переместится на один ход, то есть на $p \cdot z_1$, где z_1 - число заходов червяка. Колесо при этом повернется на $\frac{\pi d_2}{p z_1} = \frac{\pi m z_2}{\pi m z_1} = \frac{z_2}{z_1}$ оборота. Таким образом,

передаточное число $i = \frac{z_2}{z_1}$.

При развертывания витка червяка по делительному цилиндру (рис. 9.3) получим

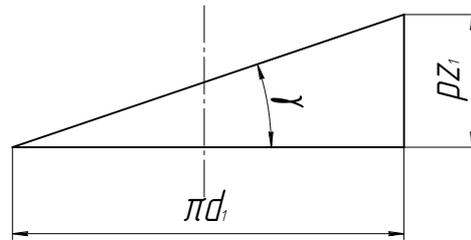


Рисунок 9.3 - Развертка витка червяка

$$tq\gamma = \frac{p \cdot z_1}{\pi d_1} = \frac{mz_1}{d_1}, \text{ тогда } d_1 = \frac{m \cdot z_1}{tq \cdot \gamma} = m \cdot q, \left(\frac{z_1}{tq\gamma} = q \right);$$

где γ - угол подъема витка червяка по делительному цилиндру, который равняется углу наклона зубьев колеса.

В червячных передачах высота головки зуба равняется высоте головки витка червяка $h_a = m$, высота ножки $h_f = 1,2m$, (радиальный зазор $c = 0,2m$). Тогда диаметр окружности выступов червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = mq_1 + 2m = m(q + 2);$$

диаметр окружности впадин червяка

$$d_f = d_1 - 2h_f = mq - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4);$$

Так как $p \cdot z_2 = \pi d_2$, то диаметр делительной окружности в среднем сечении червячного колеса $d_2 = mz_2$,

Диаметр окружности выступов колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = mz_2 + 2m, = m(z_2 + 2);$$

диаметр окружности впадин

$$d_f = d_2 - 2h_a = mz_2 - 2 \cdot 1,2m = m(z_2 - 2,4);$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{m(z_2 + q)}{2};$$

Скольжение в червячной передаче. Усилия в зацеплении.

Коэффициент полезного действия

Особенностью работы червячной передачи в сравнении с зубчатой явля-

ется наличие скольжения поверхности витков червяка по поверхности зубьев колеса. Скорость скольжения $V_{ск}$ направлена по касательной к линии витка червяка (рис. 9.4):

$$V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

где $V_1 = \frac{\pi d_w n_1}{60 \cdot 1000}$ - окружная скорость, м/с червяка на начальном диаметре.

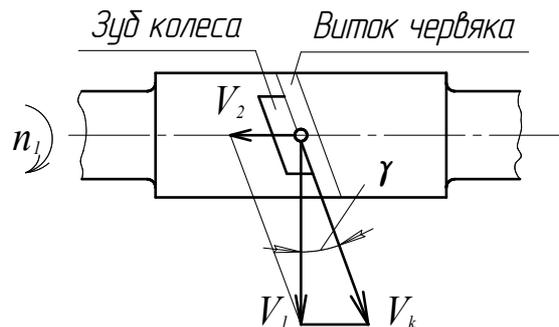


Рисунок 9.4 - Определение скорости скольжения

При проектном расчете передачи $V_{ск}$ (м/с) ориентировочно можно определить по формуле

$$V_{ск} \approx \frac{n_1}{1950} \sqrt[3]{\frac{T_{2н}}{Z_2^2}},$$

где n_1 - частота вращения червяка, мин^{-1} ;

$T_{2н}$ - номинальный вращающий момент на валу червячного колеса, $\text{Н} \cdot \text{мм}$.

Несущая способность перемещающихся одна по другой смазанных поверхностей может быть значительно повышена, если обеспечить между ними клинообразный зазор в направлении скорости.

В червячных передачах в средней части зуба червячного колеса есть зона, в которой скольжение происходит вдоль контактных линий. Это служит причиной снижения К.П.Д, повышенного изнашивания и склонности к заеданию.

Силы в зацеплении рассматривают приложенными в полосе зацепления и задают тремя взаимно перпендикулярными составляющими (рис. 9.5).

Окружная сила на червяке равная осевой силе на колесе:

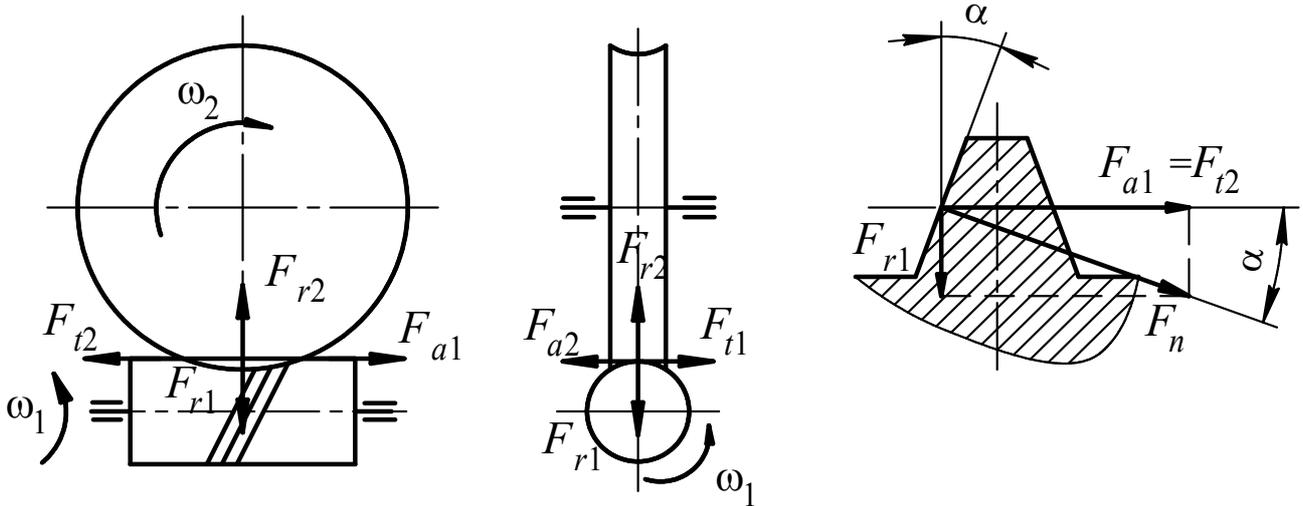


Рисунок 9.5 – Силы в червячном зацеплении

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_{ном1}}{d_1};$$

Окружная сила на колесе равная осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_{ном2}}{d_2};$$

Радиальная сила:

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

Коэффициент полезного действия (К.П.Д) определяется по аналогии из К.П.Д винтовой пары. На рис. 9.6 показано разворачивание витка червяка по делительному цилиндру.

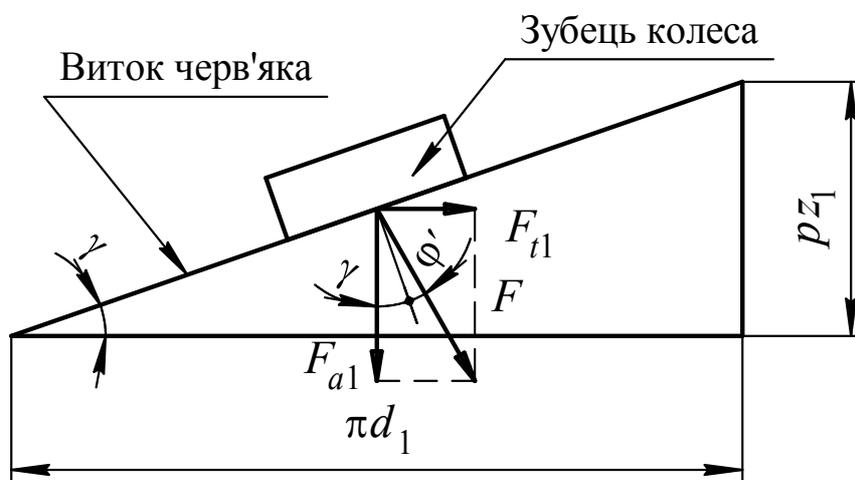


Рисунок 9.6 – Определение К.П.Д

Сила F - проекция результирующей силы нормального давления на виток и силы трения. Составляющие силы F – осевая сила на червяке F_{a1} и окружная F_{t1} . Угол φ' - приведенный угол трения.

Если ведущий червяк

$$\text{К.П.Д} \quad \eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{затр}}} = \frac{F_{a1} p \cdot z_1}{F_{t1} \cdot \pi d_1};$$

$$\text{Из силового треугольника} \quad F_{t1} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi^1).$$

$$\text{Тогда} \quad \eta = \frac{F_{a1} P Z_1}{F_{a1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi^1) \pi d_1} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^1)}$$

Таким образом, значения К.П.Д увеличивается с ростом угла подъема витков (γ). Обычно червячные передачи имеют углы подъема до 27° .

Если ведущим является колесо, то вследствие изменения направления сил

$$\eta = \frac{\tan(\gamma - \varphi')}{\tan \gamma}$$

При $\gamma \leq \varphi'$ имеем $\eta \leq 0$, передача движения в обратном направлении (от колеса до червяка) становится невозможной, имеем самотормозящую червячную пару. Свойство самоторможения червячных передач широко используют в грузоподъемных и других механизмах. КПД самотормозящей передачи очень малый и всегда меньше 0,5.

Причины выхода из строя червячных передач и критерии их работоспособности

Основными причинами выхода из строя червячных передач являются изнашивание зубьев колеса, заедание, выкрашивание и поломка зубьев.

Червячные передачи работают в условиях высоких скоростей скольжения, поэтому изнашивание зубьев является обычно основным фактором, который определяет срок службы передачи. Он значительно зависит от условий смазывания, частоты пусков и остановок, при которых условия смазывания ухудшаются, а также точности изготовления и монтажа передачи.

Заедание в особо опасной форме, когда частицы материала колеса прива-

риваются к виткам червяка с последующим ускоренным изнашиванием зубьев, наблюдается обычно в тех случаях, когда колеса изготовлены из твердых материалов, например безоловянных бронз или чугуна. При мягких материалах колес (оловянные бронзы) заедание наблюдается в менее опасной форме - материал колеса «намазывается» на витки червяка.

Усталостное выкрашивание наблюдается, как правило, только у колеса, твердость зубьев которого меньше, чем твердость витков червяка. Причем выкрашивание происходит главным образом в передачах, в которых изнашивание и заедание минимизированы, в противном случае скорость изнашивания контактирующих поверхностей будет опережать скорость зарождения и развития усталостных микротрещин на этих поверхностях.

Поломка зубьев колеса происходит обычно в результате изнашивания зубьев, которое сопровождается уменьшением их размеров в опасном сечении и увеличением динамических нагрузок. Возможны также поломки вследствие ошибок при изготовлении.

Лекция 10. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ И КОНТАКТНУЮ УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Расчеты червячных передач на прочность.

Червячные передачи, как и зубчатые, рассчитывают на изгибную и контактную прочность. В качестве проектного обычно принимают расчет на контактную прочность, который должен обеспечить стойкость против выкрашивания и заедания. Расчет на изгибную и контактную прочность проводят по колесу, которое выполняется из менее прочного материала.

Расчет на контактную прочность проводят по формуле Герца для наибольших контактных напряжений при сжатии цилиндров, соприкасающихся вдоль образующих, в которой коэффициент Пуассона принят равным 0,3:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E_{np}}{\rho_{np}}},$$

где q_n - нормальная к контактирующим поверхностям сила на единицу длины контактных линий; E_{np} - приведенный модуль упругости материалов; ρ_{np} - приведенный радиус кривизны.

Нормальная удельная нагрузка:

$$q_n = \frac{F_{n2}}{l_\Sigma},$$

где полное усилие, которое действует на зуб колеса

$$F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cos \alpha_n};$$

Здесь γ - угол подъема винтовой линии червяка,

α_n - угол зацепления в нормальном сечении: $\alpha_n \sim \alpha_w = 20^\circ$

Длину контактных линий l_Σ определим из следующих соображений.

Длина контактной линии при зацеплении одного зуба колеса (рис. 10.1):

$$l = \frac{b}{\cos \gamma} = \frac{\pi d w_1}{\cos \gamma} \cdot \frac{2\delta}{360}.$$

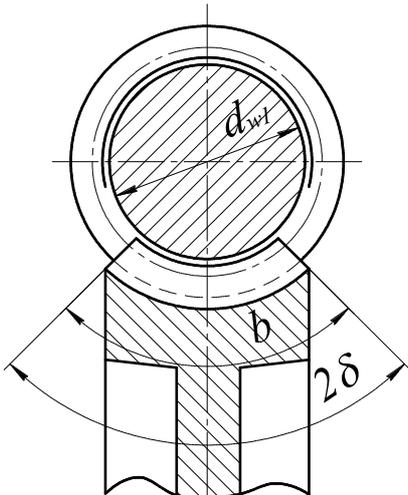


Рис. 10.1.— К определению длины контактных линий

При коэффициенте перекрытия ε_α , приняв коэффициент 0,75, учитывая, что крайние зубья колеса только частично (не по всей высоте зуба) входят в зацепление, получим:

$$l_\Sigma = \frac{\pi d_{w1} \cdot 2\delta \cdot 0,75\varepsilon_\nu}{\cos\gamma \cdot 360};$$

В червячных передачах обычно

$$2\delta = 100^\circ, a \varepsilon_\nu = 1,8 \dots 2,2, \text{ тогда } l_\Sigma = \frac{1,3d_{w1}}{\cos\gamma}$$

и нормальная удельная нагрузка:

$$q_n = \frac{F_{n2}}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2}}{1,3d_{w1} \cos\alpha_w} = \frac{2T_{p2}}{d_{w2} \cdot 1,3d_{w1} \cos\alpha_w};$$

Как и для зубчатых передач $E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ и $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$.

Поскольку витки червяка в осевом сечении имеют профиль прямобоочной рейки, то ($\rho_1 = \infty$).

Учитывая небольшую величину угла наклона зубьев червячного колеса γ , радиус кривизны зуба можно определить по аналогии с прямозубой передачей:

$$\rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin\alpha_w;$$

Подставляя полученные данные в исходную формулу Герца, приняв предварительно:

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q}, \quad d_{w2} = mz_2 = \frac{2a_w \cdot z_2}{z_2 + q}, \quad d_{w1} = mq = \frac{2a_w \cdot q}{z_2 + q},$$

$E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $E_2 = 10^5$ МПа (бронза, чугун), получим:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2+1}{q}\right)^3} T_{p2} \leq [\sigma]_H.$$

При проектном расчете определяют межосевое расстояние (мм)

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma]_H z_2 / q} \right)^2 T p_2 };$$

Здесь $T p_2$ – расчетный вращающий момент на колесе, Нмм.

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения материала колеса, МПа.

Расчет на изгибную прочность подобен расчету косозубых цилиндрических колес, при этом принимают, что зубья червячных колес на 20...40% прочнее в связи с их дуговой формой.

Напряжение изгиба в зубьях с учетом полученных выше зависимостей:

$$\sigma_F = \frac{q Y_F}{m} = \frac{q_n \cos \alpha_w \cdot \cos \gamma \cdot Y_F}{m} = \frac{F_{t2} \cdot K \cdot \cos \gamma \cdot Y_F}{1,3 m^2 q} \leq [\sigma]_F$$

Здесь K - коэффициент нагрузки (см. ниже);

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается в зависимости от эквивалентного числа зубьев.

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma .$$

Определение расчетной нагрузки

Расчетная нагрузка определяется умножением номинальной нагрузки $T_{ном}$ на коэффициент нагрузки K :

$$T_p = T_{ном} \cdot K = T_{ном} \cdot K_\beta \cdot K_v .$$

Коэффициент концентрации нагрузки K_β зависит от деформации червяка и приработки зубьев червячного колеса. При переменной нагрузке происходит частичная приработка зубьев. В этом случае коэффициент K_β определяется:

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

где θ – коэффициент деформации червяка, который определяется по табл. в зависимости от коэффициента диаметра $q = (0,15 \dots 0,25) \cdot z_2$ и числа заходов червяка z_1 ; X – отношение средневзвешенного момента к максимальному (наибольшему из длительно действующих):

$$X = \frac{T_{cp}}{T_{max}} = \sum \frac{T_i}{T_{max}} \cdot t_i.$$

Коэффициент динамичности K_v зависит от точности изготовления передачи и скорости скольжения $V_{ск}$. При скорости скольжения $V_{ск} \leq 5 м/с$ назначают 8-ю степень точности, при $V_{ск} = 5...10 м/с$ – 7-ую.

Выбор материала для червячных колес и червяков, определение допускаемых напряжений

Выбор материалов проводят в таком порядке.

Выбирают число заходов червяка z_1 . Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 \cdot u$.

Определяют ориентировочное значение скорости скольжения $V_{ск}$ [м/с] между зубьями червячного колеса и витками червяка – смотри выше. При скоростях скольжения $V_{ск} \geq 6 м/с$ для изготовления червячных колес применяют оловянистые бронзы. Червяк изготавливается из сталей марок 45, 40Х, после улучшения (HB 240...270) или закалки ТВЧ (HRC 45...50).

При скоростях скольжения $V_{ск} \leq 6 м/с$ зубчатые венцы выполняют из менее дорогих безоловянных бронз типа БрА9ЖЗЛ или чугуна. При этом червяк должен иметь твердость выше HRC 45.

Допускаемые напряжения при расчете на контактную прочность определяются:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H^{\circ} \cdot K_{HL},$$

где $[\sigma]_H^{\circ}$ - условное допускаемое напряжение при расчете на контактную прочность;

K_{HL} – коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}};$$

Число циклов N_{HE} :

$$10^7 \leq N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{HE} \leq 25 \cdot 10^7.$$

При $N_{HE} \leq 10^7$ принимают $N_{HE} = 10^7$, а при $N_{HE} \geq 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$.

Коэффициент эквивалентной нагрузки в соответствии с диаграммой нагрузки:

$$K_{HE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 \cdot t_i .$$

Для колес из чугуна $K_{HL} = 1$.

Допускаемые напряжения при расчете на изгибную прочность реверсивных и нереверсивных передач:

$$[\sigma]_{F_{-1}} = [\sigma]_{F_{-1}}^{\circ} \cdot K_{FL} ;$$

$$[\sigma]_{F_0} = [\sigma]_{F_0}^{\circ} \cdot K_{FL} ,$$

где $[\sigma]_{F_{-1}}^{\circ}$, $[\sigma]_{F_0}^{\circ}$ – условные допускаемые напряжения изгиба (при базовом числе циклов $N_{F_0} = 10^7$) для реверсивных и нереверсивных передач соответственно

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} ;$$

$$10^6 \leq N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{FE} \leq 25 \cdot 10^7 .$$

При $N_{FE} \leq 10^6$ принимают $N_{FE} = 10^6$, а при $N_{FE} \geq 25 \cdot 10^7$ принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$.

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 \cdot t_i .$$

Для колес из чугуна $K_{FE} = 1$.

Предельные допускаемые напряжения $[\sigma]_{F_{max}}$, по которым ведется проверочный расчет при кратковременным перегрузкам, число циклов действия которых за весь срок службы не превышает $5 \cdot 10^4$.

Конструирование червячных колес и червяков.

Червячные колеса обычно выполняют сборными: центр – из серого чугуна (реже из стали), а зубчатый венец – из антифрикционного материала, например из бронзы. Такая конструкция обеспечивает экономию сравнительно дорогих и дефицитных цветных металлов. При единичном и мелкосерийном производстве соединения зубчатого венца осуществляют посадкой с гарантированным натягом, усиленной винтами (рис. 10.2 а). Если выполнение такой посадки вызовет трудности (обычно при больших диаметрах $d_a > 400\text{ мм}$), применяют болтовое соединение венца с центром (рис. 10.2 б). В многосерийном и массовом производстве часто наплавляют бронзовый обод на чугунный или стальной центр (рис. 10.2 в).

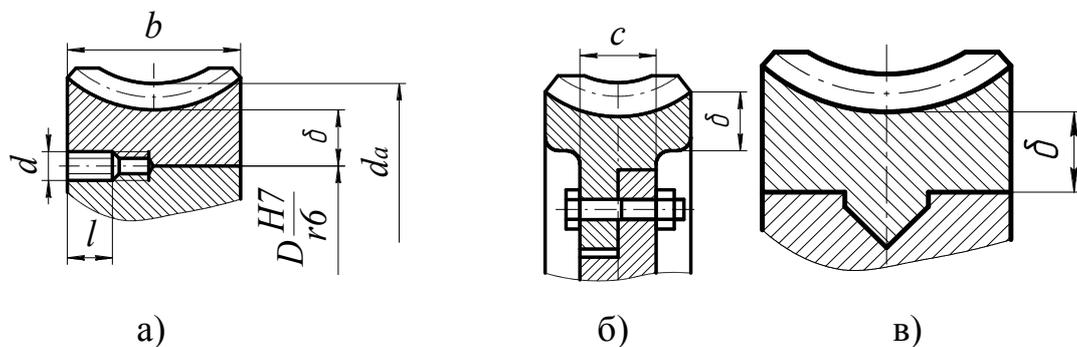


Рисунок 10.2 - Конструктивные варианты бандажированных червячных колес

Червяки наиболее часто выполняют стальными и за одно целое с валом. Заготовками служат круглый прокат или поковка. При конструировании червяков необходимо обеспечить свободный выход инструмента для нарезания витков, то есть $d_{f1} > d_e$. При угловой скорости червяка $V > 5\text{ м/с}$ его располагают над колесом и наоборот.

Тепловой расчет червячной передачи

В червячной передаче имеют место сравнительно большие потери мощности, которые превращаются в тепловой поток. Нагрев масла до температуры, которая превышает предельную $[t_m \text{ max}] \approx 95^\circ\text{C}$, приводит к потере им способности смазывать и к опасности заедания в передаче.

Количество тепла (Вт), которое выделяется в непрерывно работающей

червячной передаче с К.П.Д η и передаваемой мощностью P_1 (Вт):

$$W = P_1(1 - \eta) \text{ (Вт)}$$

Количество тепла, которое отводится поверхностью корпуса передачи и фундаментной плитой или рамой:

$$W = K_T(t_m - t_0)A(1 + \psi) \text{ (Вт)}$$

где K_T - коэффициент теплоотдачи, который равняется 10...17 Вт/м² °С;

t_m и t_0 - температура масла и температура окружающего воздуха в °С;

A - поверхность теплоотдачи корпуса, в которую включается 50% поверхности ребер, м²;

ψ - коэффициент, который учитывает теплоотвод в фундаментную плиту или раму машины (доходит до 0,3 при контакте на металлической плите).

При постоянном тепловом режиме количество тепла, которое выделяется, равняется количеству тепла, которое отводится:

$$P_1(1 - \eta) = K_T(t_m - t_0)A(1 + \psi), \text{ тогда } (t_m - t_0) = \Delta t = \frac{P_1(1 - \eta)}{K_T A(1 + \psi)} \leq [\Delta t]$$

При среднем значении $t_0 = 20^\circ\text{C}$ допустимое значение $[\Delta t] \leq 40...50^\circ\text{C}$.

При повторно кратковременной работе редуктора без принудительного охлаждения проверку на нагрев проводят по формуле:

$$\Delta t = t_m - t_0 = \frac{P_1(1 - \eta)\Sigma t}{60 K_T A(1 + \psi)} \leq [\Delta t],$$

где Σt - сумма рабочих периодов на протяжении 1 часа, мин.

Если при ребристом корпусе охлаждение не достаточное, редуктор принудительно обдувают воздухом, в результате коэффициент теплоотдачи увеличивается: $K_T = 18 \dots 35 \text{ Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Лекция 11. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ХАРАКТЕРИСТИКА И КЛАССИФИКАЦИЯ. КИНЕМАТИКА. СИЛЫ И НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЯХ

Характеристика и классификация

Ременные передачи используют для передачи нагрузки между валами находящиеся на значительном расстоянии и при отсутствии требований к постоянству передаточного числа.

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы с натяжением и передающего окружное усилие за счет сил трения (рис. 11.1). Возможны передачи с двумя или тремя ведомыми шкивами.

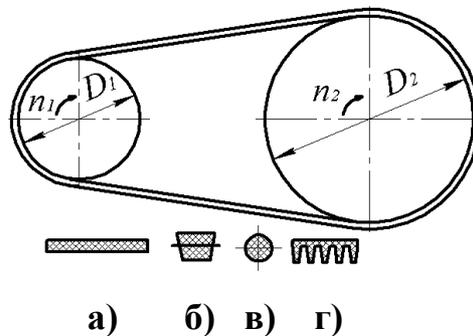


Рисунок 11.1 - Схема ременной передачи

Достоинства ременных передач: 1) возможность передачи движения на средние расстояния; 2) плавность работы - смягчение толчков, бесшумность; 3) возможность работы с высокими скоростями; 4) невысокая стоимость.

Недостатки ременных передач: 1) значительные габариты - обычно в несколько раз большие, чем зубчатых; 2) неизбежность некоторого упругого скольжения ремня и, следовательно, непостоянство передаточного числа; 3) повышенные силы давления на валы; 4) необходимость приспособлений для натяжения ремня в передачах с небольшим межосевым расстоянием; 5) необходимость защиты ремня от попадания масла; 6) низкая долговечность ремня в быстросходных передачах.

Ремни выполняют:

а) с сечением в виде прямоугольника - плоские ремни (рис. 11.1 а);

б) трапециевидного сечения - клиновые ремни (рис. 11.1 б);

в) круглого сечения - круглые ремни (рис. 11.1 в).

г) поликлиновые ремни (рис. 11.1 г);

Наиболее широкое применение имеют плоские и клиновые ремни. Плоские ремни применяют как простейшие, испытывающие минимальные напряжения изгиба на шкивах; клиновые - в связи с их повышенной тяговой способностью. Круглые ремни применяют для передачи небольших мощностей, преимущественно в приборах, настольных станках и бытовых машинах.

Клиновые ремни в передачах применяют обычно по несколько штук, чтобы варьировать нагрузочную способность и избегать больших напряжений изгиба в одном ремне, который вышел бы увеличенного сечения. Плоские ремни, которые позволяют изменением ширины варьировать нагрузочную способность, применяют по одному в передаче. Так же обычно по одному применяют круглые ремни.

Необходимым условием работы ременных передач является натяжение ремня, которое должно сохраняться во время эксплуатации. Натяжение обеспечивают одним из следующих способов:

- перемещением одного из шкивов;
- натяжным роликом, который обеспечивает периодическую перестановку или автоматически поддерживает натяжение ремня грузом или пружиной;
- предварительным упругим растяжением ремня;
- автоматическим устройством, которое обеспечивает регулирование натяжения в зависимости от нагрузки.

Ременные передачи, как правило, применяют для передачи движения между параллельными валами, которые вращаются в одну сторону. Благодаря закручиванию ремня можно передавать вращение между параллельными валами, которые вращаются в разные стороны; между перекрестными валами.

Материалы приводных ремней должны обеспечивать: а) достаточную прочность при переменных напряжениях и износостойкость; б) достаточный коэффициент трения со шкивами, во избежание больших сил начального натя-

жения; в) невысокую изгибную жесткость, во избежание больших напряжений изгиба при огибании шкивов. Этим требованиям удовлетворяет высококачественная кожа. У ремней из синтетических материалов прочность обеспечивается специальными пластами корда или металлических тросов.

Прорезиненные тканевые ремни имеют наибольшее применение в машиностроении. Их выпускают (ГОСТ 23831-79) шириной от 20 до 1200 мм., они имеют довольно высокую нагрузочную способность и удовлетворительную долговечность, допускают работу со скоростями до 30 м/с. Недостатками таких ремней является: разрушающее действие на них минеральных смазочных масел, бензина.

Кожаные ремни имеют высокие эксплуатационные свойства, высокую нагрузочную способность и долговечность, допускают работу со значительными скоростями (40...45 м/с), хорошо работают в условиях переменных и ударных нагрузок, благодаря гибкости могут работать на шкивах небольших диаметров. Кожаные ремни имеют износостойчивые кромки и поэтому хорошо работают на шкивах с ребордами, в перекрестных передачах. Кожаные ремни стандартных размеров предназначены для передачи небольших и средних мощностей и имеют ширину от 20 до 300 мм.

Хлопчатобумажные ремни применяют в быстроходных передачах, преимущественно при небольших мощностях. Такие ремни могут работать на шкивах небольших диаметров, обеспечивают плавную работу и наиболее дешевые. Их нагрузочная способность и долговечность ниже, чем кожаных и прорезиненных ремней.

Шерстяные ремни применяют для средних и даже больших мощностей и выпускают шириной от 50 до 500 мм. Они характеризуются значительной упругостью и поэтому хорошо работают при переменной и ударной нагрузке. Шерстяные ремни менее чувствительны, чем другие к влиянию повышенной температуры, влажности, пыли, кислот и других активных веществ. Это в основном и определяет область их применения.

Ремни из синтетических материалов вытесняют ремни из традицион-

ных материалов из-за их значительно большей прочности и долговечности.

В настоящее время изготавливают ремни из синтетических волокон со специальными фрикционными покрытиями. Ремни изготавливают шириной от 12 до 1200 мм, с толщиной несущего пласта от 0,5 до 6,6 мм для работы при скорости до 60 м/с и мощности до 3000 кВт, с передаточным числом до 20.

Клиновые ремни — это ремни трапецевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, которые работают на шкивах с канавками соответствующего профиля (рис. 11.1 б). Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремня и дном желоба шкива сохранялся зазор.

Общая характеристика.

1. Мощность. Ременные передачи применяют преимущественно в диапазоне мощностей 0,3...50 кВт. Встречаются передачи до 1500 кВт, но в новых машинах мощные (свыше 300 кВт) передачи из-за больших габаритов применяют редко.

Потери мощности в ременных передачах состоят из:

- потерь от скольжения ремня по шкивам;
- потерь на внутреннее трение в ремне;
- потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

При средних условиях работы расчетные значения К.П.Д (η) обычно принимают для плоскоремennых передач равным 0,96, а для клиноремennых передач 0,95. При неблагоприятных условиях работы (при диаметрах шкивов меньших, чем рекомендованы, предельных скоростях ремней или их перетяжке и т.д.) К.П.Д может снижаться до 0,85.

2. Скорость и передаточное число. *Скорости* плоских ремней из традиционных материалов изменяются в диапазоне 5...30 м/с. Специальные текстильные и прорезиненные быстроходные бесконечные плоские ремни допускают (при сниженной долговечности) скорости до 50 м/с, ремни из новых материалов - значительно большие скорости - до 100 м/с. Скорости клиновых ремней сечений О, А, Б, В не должны превышать 25 м/с, а сечений Г, Д, Е - 30 м/с. Скорости узких клиновых ремней - до 40 м/с.

Предельные значения *передаточных чисел* в ременных передачах определяются допустимыми габаритами передачи, а также условием получения достаточного угла обхвата на малом шкиве. Можно получить передаточные числа до 10 (клиноременные передачи, плоскоременные передачи с натяжным роликом). Однако передаточные числа ременных передач обычно меньше 4...5.

Кинематика ременных передач. Основные геометрические зависимости

Окружные скорости (м/с) на шкивах

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60},$$

где D_1 и D_2 — диаметры шкивов, м;

n_1 и n_2 — частота вращения шкивов.

Вследствие неминуемого скольжения окружная скорость на ведомом шкиве v_2 меньше скорости v_1 на ведущем:

$$v_2 = (1 - \xi)v_1.$$

Отсюда действительное передаточное число

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)}.$$

Для расчетов могут быть рекомендованы следующие значения относительного скольжения $\xi = 0,01 \dots 0,02$.

При проектировании ременных передач нужно рассчитывать следующие геометрические параметры: угол γ между ветвями ремня, угол α_1 обхвата на малом шкиве, длину ремня l , а также межосевое расстояние a .

Угол между ветвями передачи определяется из треугольника O_1AO_2 (рис. 11.2):

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{\Delta}{a}, \quad \text{где} \quad \Delta = \frac{D_2 - D_1}{2}.$$

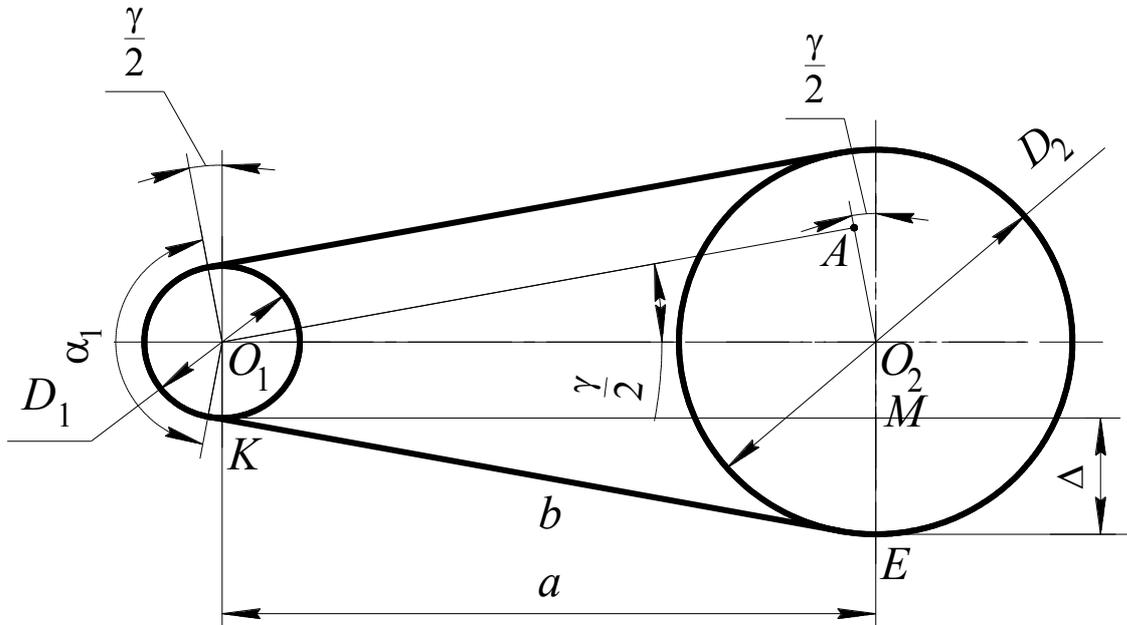


Рисунок 11.2 – Схема ременной передачи для геометрических расчетов

Отсюда угол между ветвями ремня

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} \approx \frac{2\Delta}{a} .$$

Угол обхвата на малом шкиве

$$\alpha = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180^\circ - \frac{2\Delta}{a} 57^\circ .$$

Для плоскоремной передачи рекомендуют минимальный угол обхвата принимать 150° , для клиноремной передачи — 120° , однако и при угле 90° клиноремная передача работает достаточно надежно.

Длина ремня (без учета провисания и начального деформирования) определяется как сумма длин дуг шкивов на углах обхвата и длин прямолинейных участков ремня:

$$l = \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + 2b .$$

Из треугольника КЕМ $b^2 = a^2 + \left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)^2$, $b = \sqrt{a^2 + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4}}$,

$$l = \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \sqrt{4a^2 + (D_2 - D_1)^2}$$

Межосевое расстояние

$$a = \frac{1}{2} \sqrt{\left[l - \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) \right]^2 - (D_2 - D_1)^2}.$$

При расчетах длин ремней и межосевых расстояний клиноременных передач оперируют расчетными диаметрами шкивов по нейтральному слою ремня.

Силы и напряжения в ремнях.

Для создания условий возникновения сил трения между ремнем и шкивами ремень надо одевать на шкивы из некоторым предварительным натяжением. На рис. 11.3 а, показанная ременная передача без нагрузки ($T_1 = T_2 = 0$) и в состоянии покоя. В этом случае ветки ремня нагружены только усилием предыдущего натяжения F_0 , которые возникают в произвольном поперечном сечении площадью A ремня напряжения предыдущего натяжения

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A},$$

После прикладывания рабочей нагрузки усилия в ветках ремня меняется (рис. 11.3 б), в ведущей ветке усилия увеличивается и становится F_1 , а в ведомой уменьшается и становится F_2 . По условию равновесия шкива имеем

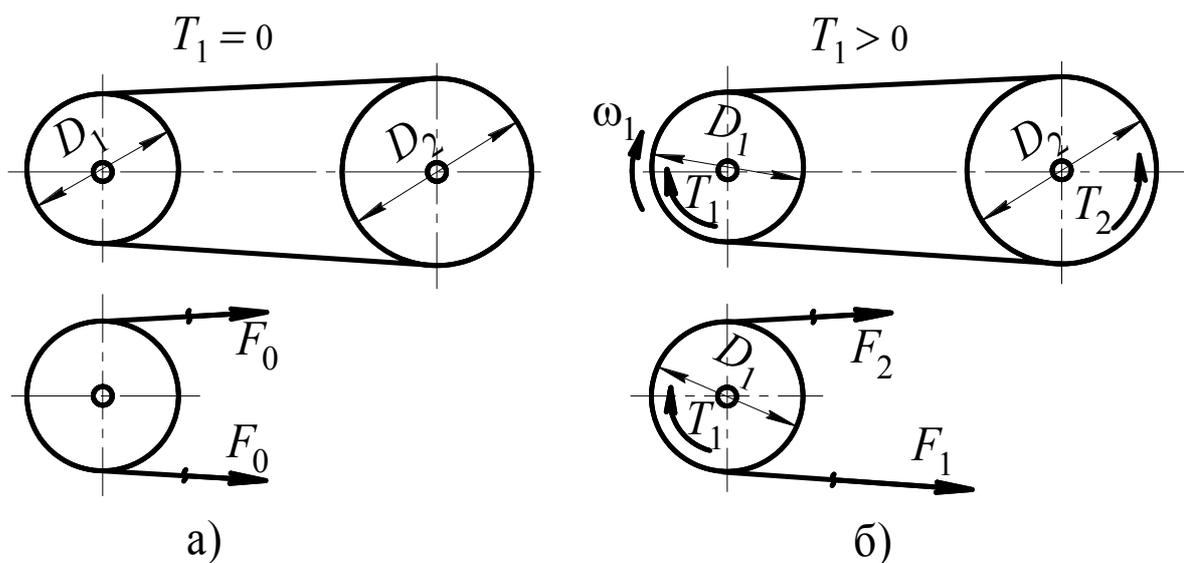


Рисунок 11.3 – К определению усилий в ветках ремня

$$T_1 = (F_1 - F_2) \frac{D}{2} \text{ или } F_1 - F_2 = F_t,$$

где $F_t = \frac{T_1}{0,5D_1}$ - окружная сила на шкиве, или полезная нагрузка ремня.

Длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче. Дополнительное вытягивание ведущей ветки компенсируется равным сокращением ведомой ветки. Поэтому увеличение усилия в ведущей ветке на ΔF обеспечивает уменьшение усилия в ведомой ветке на ΔF , то есть

$$F_1 = F_0 + \Delta F; F_2 = F_0 - \Delta F.$$

Из этих уравнений имеем $F_1 + F_2 = 2F_0$ и поскольку $F_1 - F_2 = F_t$, то $F_1 = F_0 + 0,5F_t$ и $F_2 = F_0 - 0,5F_t$.

Эти два уравнения являются выражениями силы натяжения ведущей и ведомой веток в зависимости от силы предыдущего натяжения F_0 и полезного груза F_t .

Окружная сила на шкивах или полезная нагрузка ремня (Н)

$$F_t = \frac{2K_F T}{D} = \frac{10^3 K_F P}{v},$$

где T — момент (Н·м) на шкиве диаметром D , м ;

P — передаваемая мощность, кВт;

K_F — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 9.3).

Напряжение от окружной силы F_t

$$\sigma_{F_t} = \frac{F_t}{A},$$

где A — площадь сечения ремня, мм².

Начальное натяжение ремня F_0 выбирают из условия, при котором ремень мог бы сохранять это натяжение продолжительное время, не получая большой вытяжки.

Соотношение натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей при работе без

учета центробежных сил определяют по известному уравнению Л. Ейлера. Записываем условия равновесия по осям X и Y элемента дуги ремня с центральным углом $d\alpha$ (рис. 11.4).

Принимаем, что $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$ и $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$, тогда

$$\Sigma X = 0 \quad dF_n - (F + dF) \frac{d\alpha}{2} - F \frac{d\alpha}{2} = 0;$$

$$\Sigma Y = 0 \quad F + dF - F - fdF_n = 0,$$

где dF_n – нормальная сила, которая действует на элемент ремня от шкива;
 f – коэффициент трения.

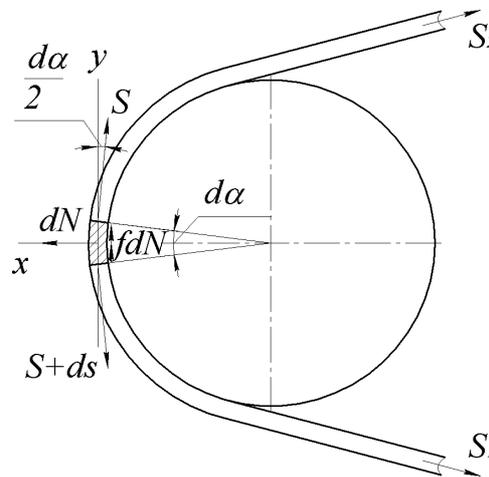


Рисунок 11.4 - Схема сил, действующих на элемент ремня

Решая совместно эти уравнения, получаем

$$\frac{dF}{F} = fd\alpha .$$

После интегрирования по дуге скольжения и подстановки границ F_1 , F_2 и 0 , β получаем:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta} ,$$

где e - основание натуральных логарифмов; β - угол скольжения, приблизительно принятый равным $0,7$ от угла обхвата α .

Формула показывает, что отношение F_1/F_2 зависит от коэффициента трения и угла скольжения. Решая полученное уравнение с условием $F_1 - F_2 = F_b$ получаем:

$$F_1 = F_t \frac{q}{q-1} \quad \text{и} \quad F_2 = F_t \frac{1}{q-1},$$

где $q = e^{f\beta}$.

Соответствующие напряжения в ведущей и ведомой ветвях:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad \text{и} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

Центробежная сила вызовет напряжение в ремне, как в свободном кольце, которое вращается:

$$\sigma_u = 10^{-6} \gamma v^2,$$

где σ_u — напряжение в ремне, МПа;

v — скорость ремня, м/с;

γ — плотность ремня, кг/м³.

При изгибе ремня толщиной δ на шкиве диаметром D относительные удлинения внешних волокон равны δ/D . Напряжение изгиба в предположении постоянства модуля упругости E

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{D}.$$

Суммарные напряжения в ремне (рис. 11.5):

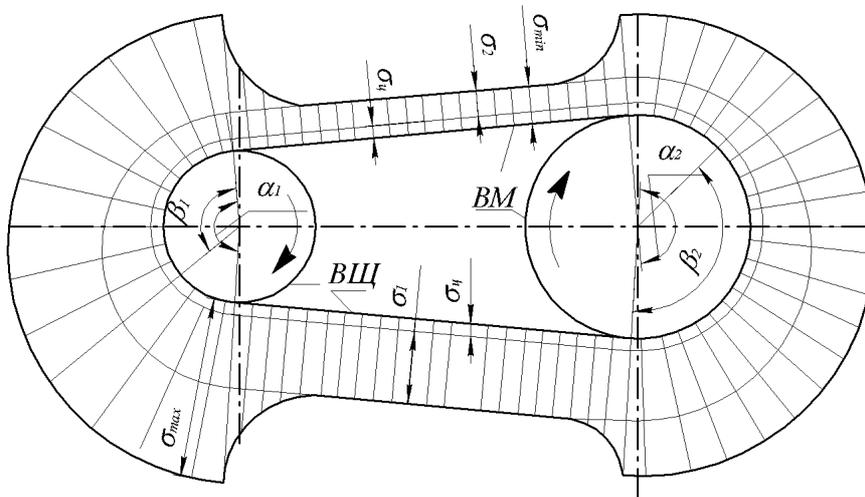


Рисунок 11.5 - Эпюра суммарных напряжений в ремне в ведущей ветви

$$\sigma = \frac{F_1}{A} + \sigma_u;$$

в ведомой ветви (минимальные напряжения)

$$\sigma_{min} = \frac{F_2}{A} + \sigma_u ;$$

максимальные напряжения на дуге покоя ведущего малого шкива

$$\sigma_{max} = \frac{F_1}{A} + \sigma_u + \sigma_u .$$

Это уравнение используют в расчетах на долговечность.

Как показывает эпюра суммарных напряжений в местах набегания ремней на шкивы и сбегания со шкивов не происходит резких скачков напряжений, так как ремни постепенно изменяют радиусы кривизны.

Порядок проектного расчета плоскоремennых передач следующий.

- Выбирают тип ремня.

- Определяют диаметры шкивов. Диаметр малого шкива (м) по формуле

$$D_1 = (0,11 \dots 0,13) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}},$$

где P - мощность, кВт;

n_1 - частота вращения, мин⁻¹.

- Выбирают межосевое расстояние соответственно требованиям конструкции машины.

- Проверяют угол обхвата на малом шкиве.

- Определяют площадь сечения и ширину ремня по тяговой способности.

- Проверяют наличие необходимого ремня по стандартам и рациональность избранного варианта по габаритам передачи.

- Для ответственных передач проверяют ресурс.

- Определяют силы, которые действуют на валы.

Лекция 12. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАЛЫ

Клиноременные передачи преимущественно применяют при небольших межосевых расстояниях, при больших передаточных числах, а также при передаче вращения на несколько шкивов, при вертикальных осях шкивов и т.д.

При больших передаточных числах можно применять клиноременную передачу, в которой малый шкив делается желобчатым, а большой для удешевления – гладким.

Клиновые ремни — это ремни трапециевидного сечения с боковыми рабочими сторонами, которые работают на шкивах с канавками соответствующего профиля (рис. 12.1). Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремня и дном желоба шкива сохранялся зазор.

Эти ремни благодаря клиновому действию отличаются повышенным сцеплением со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью. Трапециевидная форма сечения ремня из-за большой высоты неблагоприятна с точки зрения изгибных напряжений в ремне на шкивах и К.П.Д. передачи. Это компенсируется тем, что ремень изготавливают из материала с небольшим модулем упругости, кроме основного несущего пласта, который имеет небольшую толщину и располагается по нейтральному пласту ремня.

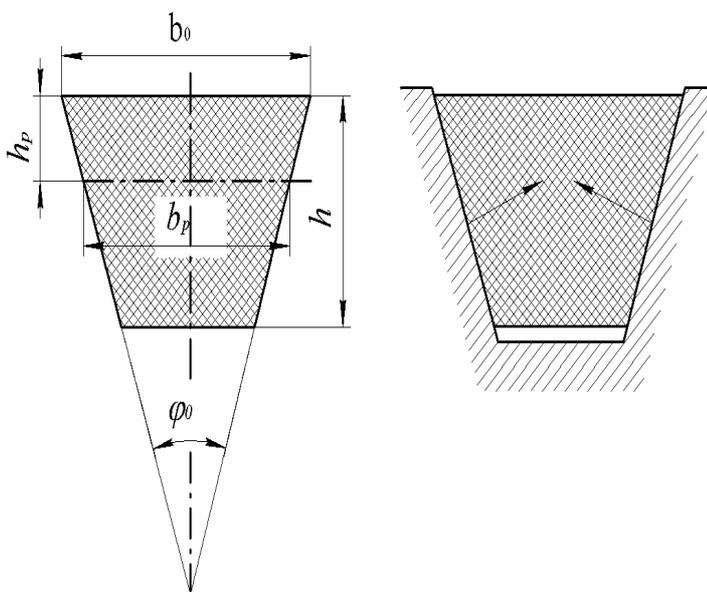


Рисунок 12.1- Сечение клинового ремня и схема действующих сил

Клиновой ремень состоит из следующих частей (рис. 12.2):

- корда, который представляет собой основной несущий пласт, расположенный приблизительно по центру тяжести сечения ремня.

- резиновых пластов, расположенных над и под кордом, которые условно называются пластинами

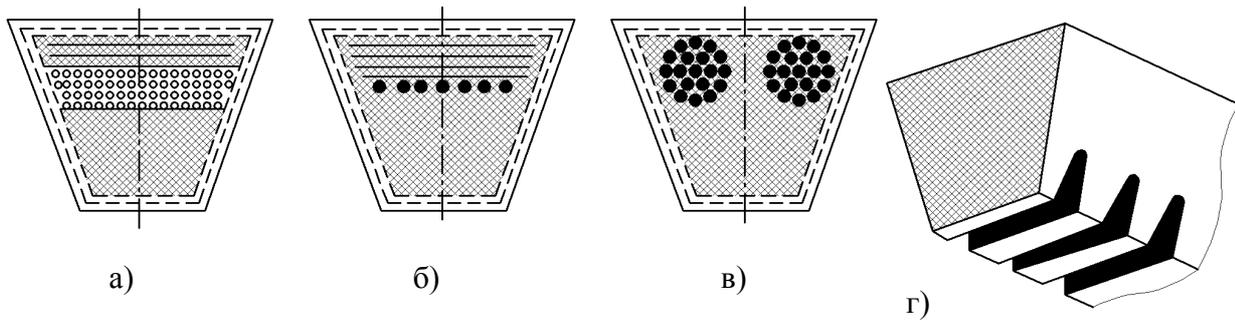


Рисунок 12.2 - Клиновые ремни

растяжения и сжатия;

- обертки ремня в виде нескольких слоев прорезиненной ткани. Корд выполняют из химических волокон: вискозы, капрона и лавсана. В кордтканевых ремнях (рис. 12.2 а) корд выполнен в виде нескольких слоев кордткани с основой из крученых шнуров и тонких редких нитей.

В кордшнуровых ремнях (рис. 12.2 б) корд состоит из одного пласта кордшнура, намотанного по винтовой линии и заключенного в пласт мягкой резины для уменьшения трения. Кордшнуровые ремни, как более гибкие и долговечные, применяют для передач, которые работают в напряженных условиях, в частности, для привода агрегатов в автомобилях.

Применяют также ремни с несущим пластом в виде двух канатов (рис. 12.2 в), которые имеют повышенную прочность, долговечность и гибкость. Пласт растяжения выполняют из резины средней твердости, пласт сжатия - из более твердой резины. Пласты растяжения для увеличения поперечной жесткости ремня могут включать несколько слоев ткани (рис. 12.2 а, б). Для работы на шкивах небольших диаметров применяют ремни с гофрами на внутренней (рис. 12.2 г), а иногда на внутренней и внешней поверхностях.

Клиновые ремни выпускают бесконечными. Угол клина - $\varphi_0 = 40^\circ$.

Клиновые ремни выпускают: нормальных сечений с отношением большего основания к высоте $h \approx 1,6$; узкие с $b_0 / h \approx 1,2$ и широкие с $b_0 / h \approx 2,5...3,5$ для вариаторов. Основное применение имеют ремни нормальных сечений.

Особенности расчета клиноременных передач

При расчете клиноременных передач с ремнями нормального сечения в

соответствии с ГОСТ 1284.3-80 сечение ремня следует выбирать по диаграммам. Сечение ремней О следует применять для мощностей до 2 кВт, сечение ремней Е - при мощности свыше 200 кВт.

ПО ГОСТ 1284.3-80 расчет клиновых ремней по тяговой способности рекомендуется проводить по мощности P_0 , которая допускается на один ремень.

Для учета фактических условий работы передачи в расчетную формулу для клиновых ремней вводят соответствующие корректирующие коэффициенты.

K_F – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы;

K_α – коэффициент, который учитывает влияние угла обхвата ремнем меньшего шкива. Значение K_α в зависимости от угла обхвата α :

α , град.....	80	170	160	150	140	130	120
K_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

K_l – коэффициент, который учитывает длину ремня. Значение K_l для стандартных ремней (ГОСТ 1284.3-80) в зависимости от отношения длины l ремня к условной длине l_0 ремня:

l/l_0	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
K_l	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,10	1,3	1,15

K_z – коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки между ремнями. Значение K_z в зависимости от числа ремней Z :

Z	2...3	4...6	6
K_z	0,95	0,9	0,85

Расчет клиновых ремней по тяговой способности состоит в определении необходимого количества ремней:

$$z = \frac{K_F P_1}{P_0 k_\alpha k_l k_z},$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве.

Расчет ремней на долговечность обычно ограничивают проверкой частоты пробегов ремня на шкивах:

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

где n_n – частота пробегов ремня, с^{-1} ;

$[n_n]$ – допустимая частота пробегов ремня, с^{-1} ; для клиновых ремней $[n_n] \leq 10, \text{с}^{-1}$.

Порядок проектного расчета клиноременных передач следующий.

- Выбирают профиль ремня. Большие размеры профиля соответствуют более тихоходным и более нагруженным передачам и наоборот.
- Определяют диаметр малого шкива.
- Проверяют скорость ремня и сравнивают ее с оптимальной.
- Определяют диаметр большего шкива по заданном передаточному отношению или частоте обращения валов.
- Выбирают межосевое расстояние.
- Определяют длину ремня и округляют ее к ближайшему стандартному размеру.
- Для ответственных передач проверяют ресурс.
- Определяют силы, которые действуют на валы.

Силы, действующие на валы в ременной передаче

Силы, которые возникают в ременной передаче, необходимо знать для расчета шкивов, валов, опор. Принимают, что материал ремней подчиняется закону Гука. Тогда после добавления полезной нагрузки сумма натяжений ветвей остается постоянной. Действие центробежной силы в упрощенных расчетах не учитывают, так как она уравнивается в ремне и может вызвать лишь разгрузку валов. Если ветви ремней параллельны (передаточное число близко или равняется единице), сила, которая действует на валы, равняется двойному начальному натяжению ремня:

$$F_{\Sigma} = 2F_0 = 2\sigma_0 A,$$

где σ_0 - начальное напряжение, МПа;

A - площадь сечения ремня, мм^2 .

Если ветви ремней не параллельны (передаточное число не равняется

единице), силу на вал определяют по треугольнику OAB (рис. 12.3):

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \approx 2F_0 \cos \frac{\gamma}{2}.$$

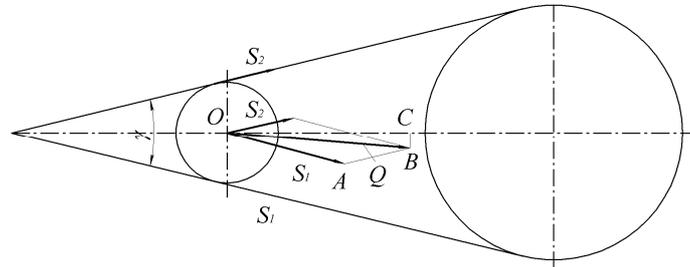


Рисунок 12.3 - Схема сил, действующих на валы в ременных передачах

В связи с тем, что начальное натяжение обычно не контролируется в передачах с валами, оси которых не перемещаются, его устанавливают с запасом. Поэтому при расчете максимальных сил, действующих на валы, рекомендуется расчетное начальное натяжение F_0 и напряжение σ_0 увеличивать в 1,5 раза.

Лекция 13. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Общие сведения и классификация

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и цепи, которая охватывает звездочки (рис. 13.1). Кроме этих основных элементов передачи включают натяжные устройства, устройства, которые смазывают, и ограждение. Цепь состоит из звеньев, соединенных шарнирами, которые обеспечивают их гибкость.

Цепные передачи получили широкое применение в транспортных машинах и в машинах-орудиях (сельскохозяйственных, буровых и др.)

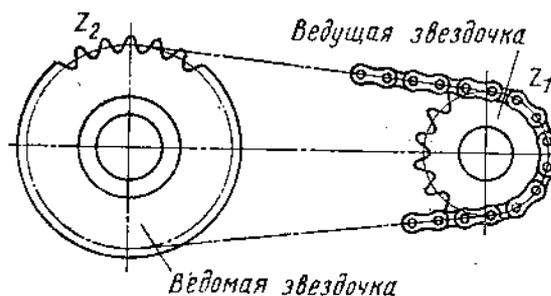


Рисунок 13.1 - Схема цепной передачи

Достоинствами цепных передач являются возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний; меньшие, чем у ременных передач габариты; отсутствие проскальзывания; высокий К.П.Д (0,96...0,98); меньшие силы, действующие на валы в сравнении с ременными передачами; возможность легкой замены цепи; возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Цепные передачи имеют ряд недостатков: работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах, значительному износу, что приводит к увеличению шага цепи и необходимости применения натяжных устройств. Они требуют более высокой точности установки валов в сравнении с ременными.

ми передачами и более сложного обслуживания; скорость движения цепи, в особенности при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебание передаточного отношения.

По назначению различают передачи:

1. Грузовые, применяемые преимущественно в грузоподъемных машинах (подвеска, подъем, опускание грузов), работают при небольших - до 0,25 м/с скоростях.

2. Тяговые, применяемые для перемещения грузов в транспортирующих машинах, работают при средних - до 2...4 м/с скоростях.

3. Приводные, работающие при значительных скоростях (до 35 м/с). Их выполняют с небольшим шагом для уменьшения динамических нагрузок и с износоустойчивыми шарнирами для обеспечения необходимой долговечности.

Цепи стандартизированы и изготавливаются на специализированных заводах.

В промышленности находят применение цепи роликовые, втулочные, зубчатые и крючковые. Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг (P) и ширина (B), а основной силовой характеристикой - разрушающая нагрузка, которую устанавливают экспериментальным путем.

В соответствии с международным стандартом применяются цепи с шагом, кратным 25,4 мм (то есть 1-му дюйму).

Приводные роликовые и втулочные цепи изготавливаются по ГОСТ 13568-75:

ПРЛ - роликовые однорядные нормальной точности;

ПР - роликовые повышенной точности;

ПРД - роликовые длиннорядные;

ПВ - втулочные;

ПЕРЕ - роликовые с выгнутыми пластинами.

Роликовые цепи (рис. 13.2 а, б) состоят из звеньев, которые выполняются из двух пластин, напрессованных на оси (внешние) или на втулки (внутренние).

Втулки насажены на оси соединяемых звеньев и образуют шарниры.

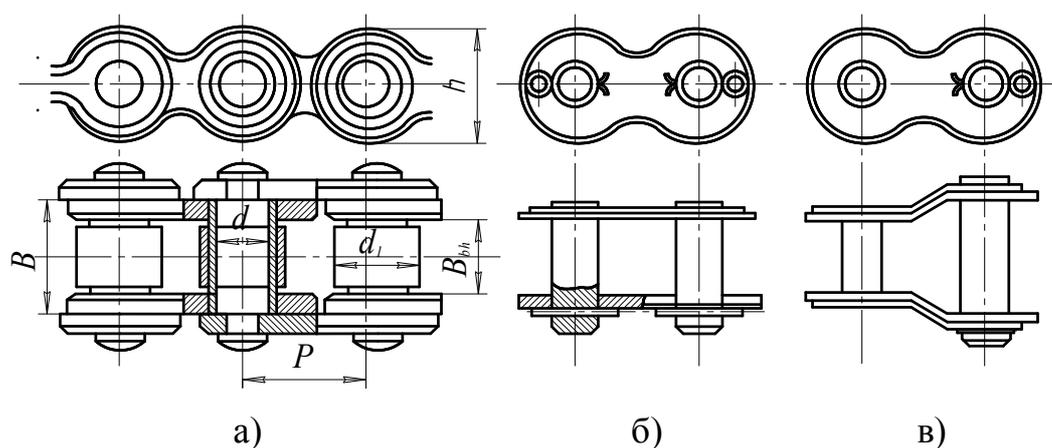


Рисунок 13.2 - Роликовые цепи

Внешние и внутренние звенья чередуются. На втулки насажены ролики, которые входят во впадины между зубьями звездочек и заменяют трение скольжения между цепью и звездочкой на трение качения, что уменьшает изнашивание зубьев звездочек.

Пластины выполняются в виде цифры 8 и приближаются к телам равного сопротивления. Оси (валики) выполняются ступенчатыми или гладкими. Для больших цепей с шагом больше 50,8мм. их выполняют с лысками во избежание проворачивания в пластинах.

Концы осей расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемные. Концы соединяют специальными соединительными звеньями с закреплением валиков шплинтами. При нечетном числе звеньев применяют специальные соединительные звенья с выгнутыми пластинами. Обычно применяются цепи с четным числом звеньев.

При больших нагрузках и скоростях, во избежание больших шагов, неблагоприятных с точки зрения динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Передаваемая мощность и разрушающая нагрузка практически пропорциональны числу рядов цепи.

Разрушающая нагрузка цепей нормальной точности (ПРЛ) на 10...30% меньше, чем у цепей повышенной точности.

Роликовые цепи с выгнутыми пластинами собираются из одинаковых звеньев, подобных к переходному звену (рис. 13.2). Пластины работают на из-

гиб, имеют повышенную податливость и применяются при больших динамических нагрузках.

Длиннозвенные роликовые цепи выполняются с удвоенным шагом и применяются при небольших скоростях.

Втулочные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но не имеют роликов, что уменьшает их массу и стоимость. Изготавливаются с шагом только 9,525 мм и применяются в мотоциклах и автомобилях.

Зубчатые цепи (рис. 13.3) это цепи, звенья которых набираются из пластин, которые имеют по два зуба с впадиной между ними для зуба звездочки. Рабочие поверхности зубьев (поверхности контакта со звездочками) – внешние, ограниченные плоскостями. Этими поверхностями каждое звено опирается на два зуба звездочки.

Зубья звездочек имеют трапецевидный профиль. Рабочие поверхности зубьев на пластинах наклонены одна к другой под углом $\alpha=60^{\circ}$.

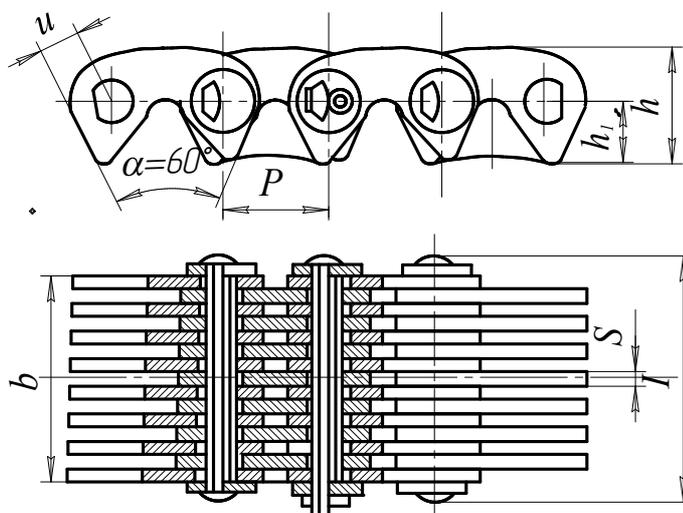


Рисунок 13.3 - Зубчатая цепь с шарнирами качения

Применяются цепи с шарнирами скольжения и качения (в отверстия звеньев вставляют сегментные вкладыши или призмы с цилиндрическими рабочими поверхностями). Экспериментальные данные показывают, что ресурс зубчатых цепей с шарнирами качения во много раз выше, чем цепей с шарнирами скольжения.

Во избежание бокового сползания предусмотрены направляющие пластины - внутренние или внешние.

Достоинством зубчатых цепей по сравнению с роликовыми является меньший шум, повышенная надежность и скорость, но они значительно более тяжелые, более сложные в изготовлении и более дорогие, что и ограничивает их применение.

Основные параметры приводных цепных передач

Мощности, передаваемые цепными передачами, изменяются от доли киловатта до 3500 кВт, в общем машиностроении обычно до 100 кВт. Межосевое расстояние достигают 8 м.

Скорости цепей и частоты вращения звездочек ограничиваются изнашиванием, шумом и величиной силы удара зуба звездочек и шарнира цепи. В справочных таблицах приводятся частоты, которые рекомендуются и предельные частоты вращения звездочек. Обычно скорость цепей выбирают до 15 м/с. В передачах с цепями и звездочками высокого качества, с небольшим шагеом и хорошей смазкой скорости доходят до 30-35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с.

$$V = \frac{P \cdot z \cdot n}{60 \cdot 1000};$$

где P - шаг цепи, мм., z - число зубьев звездочки, n - частота вращения, об/мин.

Передаточное число определяют при условии равенства средних скоростей на звездочках $V_{cp1} = V_{cp2}$; $p z_1 n_1 = p z_2 n_2$ и тогда:

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

Передаточное число ограничивается габаритами передачи и обычно не превышает 7.

Минимальное число зубьев звездочки ограничивается изнашиванием шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше скорость изнашивания, так как угол поворота звена при

набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равняется $360/z$.

С уменьшением числа зубьев звездочки возрастает неравномерность скорости движения цепи. В зависимости от передаточного числа по эмпирической зависимости принимается минимальное число зубьев звездочки роликовой цепи:

$$z_{\min} = 29 - 2u \geq 13 .$$

При работе цепь стремится подняться по профилю звездочки тем больше, чем меньше угловой шаг (угол между соприкасающимися зубьями). Этот сдвиг ограничивает максимальное число зубьев звездочек. Обычно $z_{\max} = 100 \dots 120$ при применении роликовых цепей и $z_{\max} = 120 \dots 140$ при применении зубчатых цепей.

Преимущественно выбирают нечетное число зубьев звездочек, поскольку в сочетании с парным числом звеньев цепи это способствует более равномерному изнашиванию.

Расстояние между осями звездочек и длина цепи. Минимальное межосевое расстояние назначается из условия, чтобы угол обхвата меньшей звездочки был не менее 120°

$$\text{при } u \leq 3 \quad a_{\min} = 0,5(d_{a_1} + d_{a_2}) + (30 \dots 50), \text{ мм}$$

$$\text{при } u > 3 \quad a_{\min} = 0,05(d_{a_1} + d_{a_2})(9 + u), \text{ мм}$$

где d_{a_1} и d_{a_2} – диаметры вершин зубьев звездочек.

Оптимальное межосевое расстояние $a = (30 \dots 50)P$.

Не рекомендуется принимать $a > 80P$.

Число звеньев цепи W определяется по предварительно выбранному межосевому расстоянию a , шагу цепи P и числам зубьев звездочек z_1 и z_2 ;

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

Полученное значение W округляют до ближайшего целого (желательно четного) числа, после чего уточняется межосевое расстояние:

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

Для обеспечения небольшого провисания цепи полученное значение α уменьшают на $(0,002...0,004)\alpha$.

Длина цепи $l = PW$.

Критерии работоспособности и расчета цепных передач, материалы.

Цепные передачи могут выходить из строя по следующим причинам:

1. Изнашивание шарниров, которое вызовет удлинение цепи и неправильное зацепление ее со звездочками. Допустимое удлинение - $(1,5...2,5)\%$.
2. Усталостное разрушение пластин в проушинах.
3. Проворачивание осей и втулок в пластинах в местах запрессовки.
4. Выкрашивание и поломка роликов.
5. Изнашивание зубьев звездочек.

Изнашивание шарниров является основной причиной потери работоспособности для большинства цепей и потому расчет на износостойкость принимается как основной.

Материал и термообработка цепей влияют на их долговечность.

Пластины выполняют из холоднокатаной ленты из среднеуглеродистых легированных сталей марок 50, 40X, 40ХН, 30ХНЗА. Пластины закаливают до твердости HRC 40...50. Детали шарниров - оси, втулки, вкладыши - выполняют преимущественно из легированных сталей марок 15X, 20X, 12 ХНЗ, 20ХНЗА, 20Х2Н4А, 30ХНЗА и подвергают закалке до HRC 50...65.

В шарнирах роликовых цепей для работы без смазки или при неудовлетворительной смазке применяют пластмассы.

Ресурс цепей обычно составляет 3...5 тысяч часов.

Несущая способность и расчет цепных передач.

Исходя из критерия износостойкости шарниров цепи, несущая способность цепных передач определяется из условия, что давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации:

$$p = \frac{F_t K_9}{A} \leq [p]_0 ,$$

Тогда полезная допустимая сила

$$F_t \leq \frac{[p]_0 A}{K_9} ; H ,$$

где $[p]_0$ - допустимое давление, Н/мм² (МПа) в шарнирах для средних условий эксплуатации;

A - опорная поверхность шарнира, мм², равная для роликовых и втулочных цепей $d \cdot B_{вн}$ (d - диаметр валика; $B_{вн}$ - ширина внутреннего звена цепи);

K_9 - коэффициент эксплуатации.

Коэффициент эксплуатации K_9 определяется как произведение частных коэффициентов.

$$K_9 = K_\delta \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{зм} \cdot K_{реж} \cdot K_m ,$$

где K_δ - учитывает динамичность нагрузки ($K_\delta=1$ при спокойной нагрузке; $K_\delta=1,2 \dots 1,5$ при нагрузке с толчками; $K_\delta=1,8$ при сильных ударах).

K_a - учитывает длину цепи (межосевое расстояние), $K_a=1$ при $a=(30 \dots 50)P$; $K_a=1,25$ при $a < 25P$; $K_a=0,9$ при $a=(60 \dots 80)P$;

K_n - учитывает наклон передачи к горизонту, $K_n=1$ при наклоне линии центров звездочек под углом ψ до 45° , $K_n=0,15 \sqrt{\psi}$ при наклоне под углом больше 45° ;

$K_{рег}$ - учитывает регулирование передач $K_{рег}=1$ при регулировании положения оси одной из звездочек; $K_{рег}=1,1$ при передачах с нажимными роликами, $K_{рег}=1,25$ при нерегулируемых передачах.

$K_{зм}$ - учитывает характер смазывания, $K_{зм}=0,8$ при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса; $K_{зм}=1,5$ при периодическом смазывании;

$K_{реж}$ - учитывает режим работы передачи, $K_{реж}=1$ при односменной работе, $K_{реж}=1,25$ при двухсменной работе, $K_{реж}=1,45$ при трехсменной работе;

K_m - учитывает температуру окружающей среды, $K_m=1$ при $-25^\circ < T < 150^\circ$;

Если при расчете значение коэффициента $K_9 > 3$, то необходимо принимать конструктивные меры по улучшению работы передачи.

Для нормальных и усиленных роликовых цепей площадь проекции опорной поверхности можно выразить как функцию шага $A = f(P)$. Коэффициент пропорциональности часто принимают равным 0,28, то есть $A = 0,28P^2$, тогда полезная допустимая сила

$$F_t = \frac{[p]_0 A}{K_9} = \frac{0,28P^2 [p]_0 m_p}{K_9},$$

где m_p - коэффициент рядности цепи, который учитывает неравномерность распределения нагрузка по рядам. При числе рядов $z_p=1$, $m_p=1$; $z_p=2$, $m_p=1,7$; $z_p=3$, $m_p=2,5$.

Допустимый момент (Нмм) на маленькой звездочке:

$$T_1 = \frac{F_t \cdot d_1}{2} = \frac{0,28[p]_0 P^2 m_p}{K_9} \cdot \frac{P_2 Z_1}{2\pi} = \frac{0,28[p]_0 P^3 Z_1 m_p}{K_9},$$

тогда ориентировочное значение шага цепи:

$$P \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 K_9}{[p]_0 \cdot Z_1 m_p}}, \text{ мм.}$$

Полезное усилие F_t представляет собой разность между силами натяжения ведущей (F_1) и ведомой (F_2) ветвями цепи при работе.

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

Сила натяжения ведомой ветви (F_2) равняется натяжению от собственной массы и натяжению от центробежной силы.

Для распространенных на практике тихоходных передач и передач со средними скоростями $V < 10$ м/с сила натяжения ведомой ветви незначительная, поэтому в расчетах с достаточной точностью можно принимать $F_2 = 0$, а $F_1 = F_t$.

При работе цепной передачи движение цепи определяется движением шарнира звена, которое вошло последним в зацепление с ведущей звездочкой, поэтому скорость цепи при равномерном вращении звездочки не постоянна (рис. 13.4).

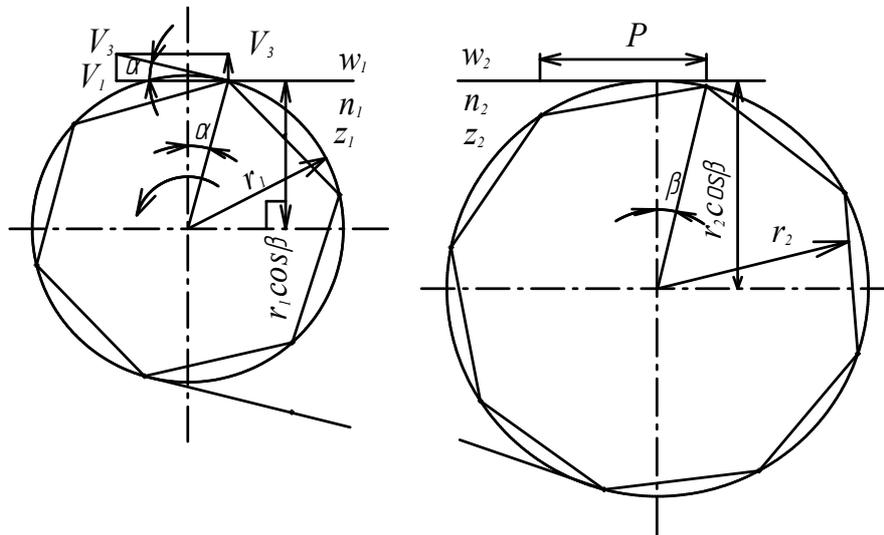


Рис. 13.4 - Кинематическая схема цепи

Окружная скорость ведущей звездочки V раскладывается на две составляющие: V_1 - мгновенная скорость движения цепи в данный момент и V_2 - мгновенная скорость подъема ее по звездочке в этот же момент. Из рис. 13.4. видно, что

$$V_1 = V \cdot \cos \alpha = \omega_1 \cdot r_1 \cos \alpha,$$

где ω - постоянная угловая скорость ведущей звездочки, r_1 - радиус ее начальной окружности.

Угол α изменяется от 0 до $\frac{180^\circ}{z_1}$, соответствующим образом изменяется и скорость цепи, следовательно, передаточное число цепной передачи не является постоянным. Поскольку эти колебания небольшие, то расчет цепных передач принято проводить по средней скорости движения цепи и среднему значению передаточного числа.

Неравномерность движения цепи и удары звеньев цепи о зубья звездочек при входе в зацепление вызывают динамические нагрузки, которые возрастают с увеличением скорости движения цепи и ее шага.

Выполнение проекторочного расчета при заданных мощности P , кВт, частотах вращения n_1 и n_2 , мин^{-1} , а также условий эксплуатации может проводиться в такой последовательности.

1. По передаточному числу назначается z_1 , по частоте вращения меньшей звездочки назначается (ориентировочно) шаг цепи, по шагу и частоте вращения меньшей звездочки назначается допускаемое давление $[p]_0$.

2. По передаточному числу назначается число зубьев меньшей звездочки z_1 ;

Ориентировочно по формуле $P \geq 13 \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}$ определяется шаг цепи (P , мм; T_1 , Нм), по P и n определяется $[p]_0$.

3. По передаточному числу назначается число зубьев меньшей звездочки z_1 ; по частоте вращения меньшей звездочки ориентировочно назначается шаг цепи; по частоте вращения и шагу цепи назначается давление, которое допускается $[p]_0$ и уточняется шаг с учетом условий эксплуатации $\left(P \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_\alpha}{[p]_0 Z_1 m_p}} \right)$

После проектных расчетов выполняются проверочные.

Лекция 14. ВАЛЫ И ОСИ. КЛАССИФИКАЦИЯ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ. МАТЕРИАЛЫ И ТЕРМООБРАБОТКА. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Классификация валов и осей

Валы и оси предназначены для монтажа деталей передач (зубчатых колес, шестерен, червяков, шкивов и звездочек), рабочих органов, полу-муфт и т.д. Валы и оси передают нагрузки от указанных деталей на корпус, станину механизма, машины.

Валы передают вращающий момент и подвержены деформациям кручения и изгиба. **Оси** подвергаются деформации изгиба от внешних нагрузок и могут быть как неподвижными, так и вращаться в опорах.

Одним из признаков, характеризующих вал (рис. 14.1), является наличие шпоночных, шлицевых канавок, отверстий под штифты, выполненных на валу зубьев шестерен либо других элементов конструкции, предназначенных для передачи вращающего момента. Других принципиальных конструктивных отличий валов от осей нет.

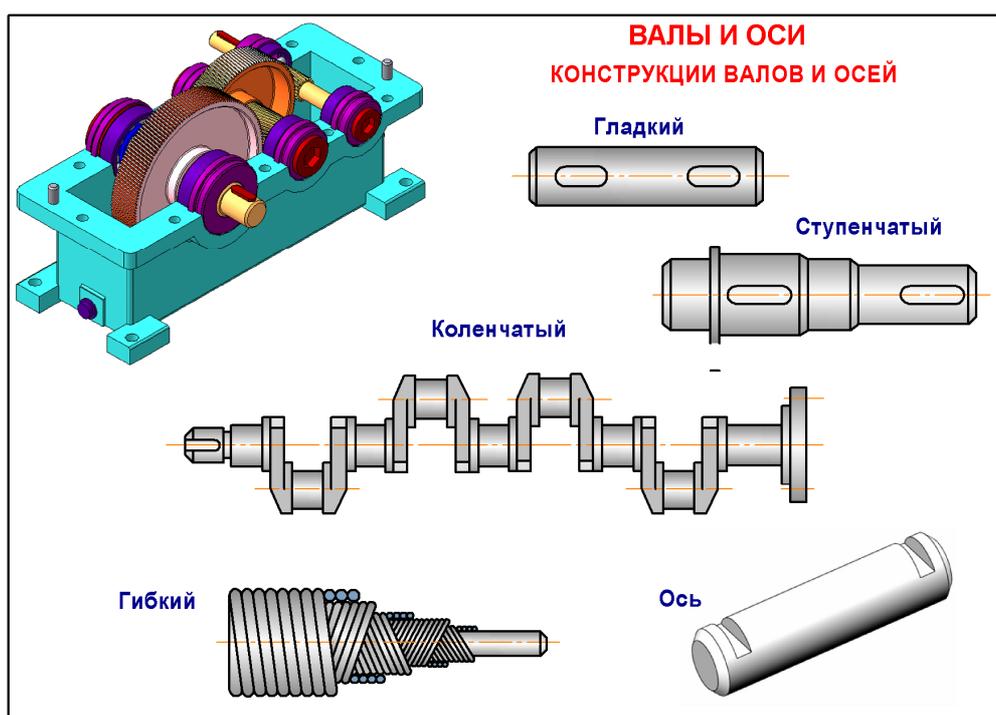


Рисунок 14.1 - Классификация валов и осей

Материалы и термообработка валов и осей

В качестве материала для изготовления валов и осей используются чаще всего углеродистые и легированные стали, главным образом в виде проката круглого сечения и поковок.

1. Большинство валов изготавливают из углеродистых сталей преимущественно применяются стали качественные марок 35, 40, 45 и 50 (ГОСТ 1050-88). Обычно заготовки валов подвергают улучшению, нормализации.

2. Неответственные и малонапряженные валы можно изготавливать из стали марок Ст. 3 и Ст. 5 (ГОСТ 380-71) без термической обработки.

3. Легированные стали 40Х, 40ХН – для высоконагруженных валов.

4. Для быстроходных валов в подшипниках скольжения при наличии скольжения. 20Х, 12ХН, 18ХГТ – с поверхностным упрочнением (азотирование и др.).

Основные принципы конструирования

Функциональные участки вала определяются на основании кинематической схемы механизма, в котором используется вал. Так для типового редуктора, используемого в общем машиностроении, типовыми участками являются (рис. 14.2): хвостовик I; участок под уплотнение II; шип VII, III; посадоч-

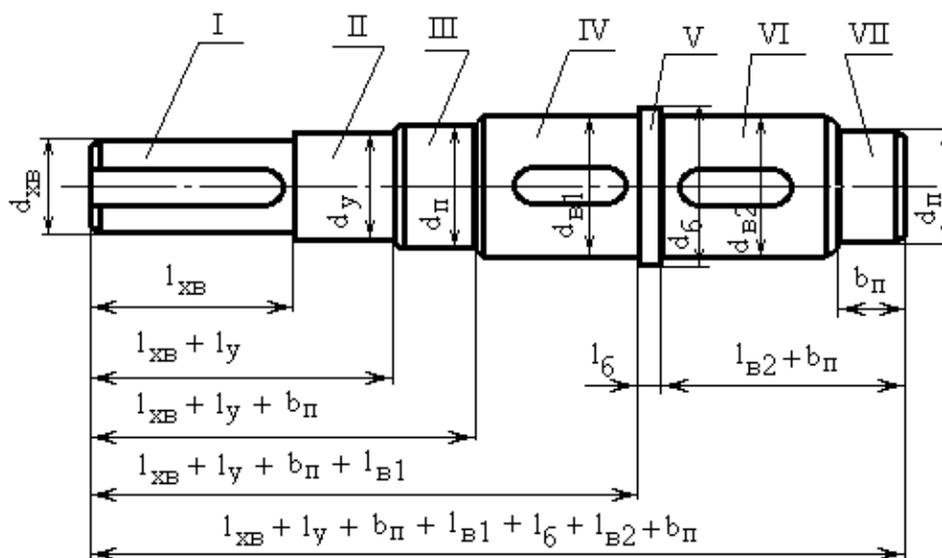


Рисунок 14.2. Функциональные участки вала

ная поверхность вала под колесо IV, VI; бурт упорный V. Перечисленных участков может быть несколько (с различными диаметрами или одинаковыми).

Диаметры участков вала определяются распределением нагрузок, т.е. эпюрами изгибающих и крутящих моментов, условиями восприятия осевых нагрузок, технологией изготовления и сборки.

Конструкция вала должна обеспечивать:

- возможность монтажа всех деталей сборочной единицы;
- осевую фиксацию деталей;
- необходимую точность центрирования;
- передачу вращающего момента от установленных деталей валу и на оборот.

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы колес, шестерен, шкивов, звездочек и других деталей) выбирают из стандартного ряда Ra40 посадочных размеров. Диаметры шипов под подшипники качения выбирают из стандартного ряда посадочных размеров внутренних колец подшипников качения: 10,12, 15, 17, 20, 25 и далее через 5 мм при $d \leq 100$, а для диаметров свыше 100 мм – через 10 мм.

Перепад диаметров ступеней определяется: стандартными диаметрами посадочных поверхностей под ступицы и подшипники, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных радиусах закруглений кромок и размеров фасок, условиями сборки. Необходимо стремиться выполнять перепады диаметров минимальными, особенно при увеличении диаметров ступеней, так как это обеспечивает минимальный расход материала, сокращает припуски и время на механическую обработку и снижает концентрацию напряжений.

Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют, главным образом, двух типов: с галтелью и с проточкой.

Скругленный галтельный переход при небольшой высоте уступа не вызывает значительных местных напряжений. Поэтому такой переход особенно

желателен в местах, где запасы прочности не велики. Ширина плоской части перехода должна обеспечивать относительное положение деталей в зависимости от осевой силы, которой нагружен уступ вала, и от диаметра. **Достаточно номинального значения этой ширины от 1,5 до 2,5 мм.**

Переход с канавкой, необходимой для выхода шлифовального круга, не требует заправки кромки круга по радиусу, обеспечивает наибольшую технологичность обработки вала. Однако вследствие высокой концентрации напряжений у канавки ее можно применять лишь в слабонапряженных валах или их участках, размеры которых определяются жесткостью или другими факторами, не связанными с явлением усталости.

При наличии на валу резьбы делают проточки для выхода резца по ГОСТ 8234-69.

Уступ (заплечик) вала, примыкающий к кольцу подшипника качения, должен выполняться так, чтобы фаски кольца подшипника свободно размещались внутри галтельного перехода вала и высота h (выбирают по табл. В зависимости от радиуса галтели) уступа обеспечивала правильное положение кольца на валу. Размер r фаски кольца указывается в каталоге для каждого подшипника.

Назначать высоту уступа значительно больше номинальной не следует, потому что ширина t свободной части торцевой поверхности кольца должна быть достаточной для захвата лапами съемника при демонтаже подшипника.

Такую же свободную ширину t желательно оставлять, когда торец кольца опирается не на уступ вала, а на дистанционную втулку.

Хвостовики валов, предназначены для установки устройств, передающих крутящие моменты, стандартизированы: цилиндрические – ГОСТ 12080-66; конические – ГОСТ 12081-72. Длины хвостовиков соответствуют длинам стандартизованных полумуфт.

Расчет валов

- 1. Проектный.**
- 2. Проектировочный.**

3. Проверочный.

Проектный расчет на прочность валов и осей.

Предварительный проектный расчет валов выполняется с целью предварительного определения диаметра вала. Расчет ведется на чистое кручение по пониженным допускаемым напряжениям для учета влияния изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки.

Диаметр расчетного сечения вала определяется по формуле

$$d = 3 \sqrt{\frac{T}{0.2[\tau]_k}}; [\text{мм}]$$

где T – крутящий момент, Нмм ;

$[\tau]_k$ – допускаемое напряжение кручения, МПа. Для валов из сталей Ст5; Ст6; 35; 40; 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau]_k = 20 \dots 25$ МПа; при определении промежуточного диаметра вала под шестерней $[\tau]_k = 10 \dots 20$ МПа. Пониженное значение касательного напряжения принимается с целью компенсации влияния неучтенных факторов.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 6636-69.

При расчете осей отсутствует нагружение крутящим моментом, вследствие чего имеются определенные особенности расчета.

Проектировочный расчет.

Порядок выполнения проектного расчета валов и осей

1. Разрабатывается предварительная конструкция вала (оси);

На основании диаметра вала определяется

$$d_{ш} = (0,8 \dots 0,95) \cdot d_в \quad d_M = (0,85 \dots 0,95) \cdot d_{ш}$$

$$d_{МБ} = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_в \quad d_{\bar{\sigma}} = (1,1 \dots 1,2) d_в$$

2. Определяются внешние нагрузки на вал (ось) и их направление.

3. Составляются расчетные схемы (в двух плоскостях, если необходимо, рис. 14.3);



Рисунок 14.3 - Расчетная схема

4. Определяются опорные реакции;
5. Строятся эпюры изгибающих моментов (и крутящего момента для вала);
6. Определяется диаметр вала (оси) в предположительно опасном сечении по условию

$$d \geq 3 \sqrt[3]{\frac{M_{\vartheta}}{0,1[\sigma_{-1}]_u}}$$

где M_{ϑ} – эквивалентный (приведенный) момент, $Нм$;

$[\sigma_{-1}]_u$ – допускаемое напряжение изгиба для материала вала, $МПа$.

Эквивалентный момент определяют по энергетической теории прочности (для нереверсивного случая нагружения):

$$M_{\vartheta} = \sqrt{M_V^2 + M_H^2 + 0,75T^2},$$

или по теории прочности наибольших касательных напряжений (для реверсивного случая нагружения):

$$M_{\vartheta} = \sqrt{M_V^2 + M_H^2 + T^2},$$

где M_V, M_H – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях; T – крутящий момент.

Допускаемое напряжение для выбранного материала вала вычисляют по формуле:

$$[\sigma_{-1}]_u = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_{\sigma}}{[s] K_{\sigma}}.$$

Смысловые значения величин $\sigma_{-1}, \varepsilon_{\sigma}, K_{\sigma}$ здесь такие же, что и в формулах для проверочного расчета на усталость, $[s] = 1,5 \dots 2,5$ – допускаемый запас прочности.

Лекция 15. ВАЛЫ И ОСИ. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Этот расчет заключается в определении расчетных коэффициентов запасов прочности в опасных сечениях, предварительно установленных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений. Для таких сечений составляется таблица величин критерия опасности:

$$\varphi = a \frac{\sqrt{M_a^2 + T^2}}{W},$$

где: M_a и T – соответственно амплитудные значения изгибающего и вращающего моментов в соответствующих сечениях;

W – момент сопротивления при изгибе;

a – коэффициент, характеризующий концентрацию напряжений в рассматриваемом сечении (для предварительной оценки посадки: прессовая $a = 3,0$; шлицы $a = 2,0$; шпонки, галтель $a = 2,0$).

Количество предположительно опасных сечений на валу обычно 3...5, в их качестве чаще всего выступают: посадочные поверхности под зубчатыми колесами и шестернями, муфтами, шкивами, звездочками (сечения ослаблены шпоночным пазом); посадочные поверхности под подшипниками (посадка с натягом); галтели или канавки для выхода шлифовального круга. Сечения, в которых величина φ имеет наибольшее значение, или значение, отличающееся от наибольшего не более чем на 30%, являются опасными и подлежат полному расчету на выносливость.

При расчете принимается, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому (пульсирующему) циклу. Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по величине, но постоянные по направлению крутящие моменты.

Для определения запаса прочности вала по пределу выносливости необходимо определить коэффициенты запаса усталостной прочности как по нор-

мальным, так и по касательным напряжениям, так как вал испытывает сложное напряженное состояние:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{(K_{\sigma})_d}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \quad s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{(K_{\tau})_d}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где - σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости при изгибе и кручении с симметричным циклом. Значения σ_{-1} находятся в диапазоне 180-430 МПа, значения τ_{-1} находятся в диапазоне 140-270 МПа. На уровень влияет материал вала (сталь легированная или углеродистая и термообработка);

- ε_{σ} , ε_{τ} - коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров вала.

Увеличения диаметра с 10 до 200 мм снижает прочность материала на 40%, поскольку абсолютное количество дефектов в объеме возрастает.

- $(K_{\sigma})_d$, $(K_{\tau})_d$ – коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении с учетом влияния шероховатости поверхности

$$(K_{\sigma})_d = K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1;$$

$$(K_{\tau})_d = K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1;$$

- K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

- K_{σ}^n и K_{τ}^n - коэффициенты влияния шероховатости поверхности;

С возрастанием σ_b коэффициент концентрации напряжений растет, что снижает эффект от выбора более прочного материала вала.

При разработке конструкции вала должно быть обращено самое пристальное внимание на выбор правильной его формы, чтобы избежать концентрации напряжений в местах переходов, причиной которых могут быть усталостные разрушения. С этой целью следует избегать:

- а) резких переходов сечений;
- б) канавок и малых радиусов скруглений;
- в) некруглых отверстий;
- г) грубой обработки поверхности.

Амплитудные σ_a , τ_a значения и постоянные составляющие σ_m , τ_m напряжений изгиба и кручения (МПа):

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T \cdot 10^3}{2W_{k \cdot \text{нетто}}}; \quad \tau_m = \tau_a.$$

Если вал подвергается частому реверсированию, принимают, что напряжения кручения изменяются по симметричному циклу, тогда:

$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{T \cdot 10^3}{W_{k \cdot \text{нетто}}}, \quad \tau_m = 0,$$

где M_u , T – соответственно изгибающий и крутящий моменты в рассматриваемом сечении вала, Нм (определяются из построенных эпюр M и T);

$W_{\text{нетто}}$, $W_{k \cdot \text{нетто}}$ – моменты сопротивления сечения изгибу и кручению, мм³.

Круг

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \qquad W_{k \cdot \text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Круг с одним шпоночным пазом

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d} \qquad W_{k \cdot \text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений.

Местное упрочнение опасного участка вала позволяет увеличить коэффициент запаса прочности в 2 и более раз. Упрочняющие воздействия и значения коэффициентов упрочнения поверхности валов β .

Общий запас прочности по пределу выносливости для валов из пластичных материалов:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}.$$

Значения запасов прочности по пределу выносливости, полученные в результате расчета, не должны быть ниже допускаемых величин. В средних условиях допускаются запасы прочности в пределах $[s] = 1,5 \dots 2,5$.

После определения запаса прочности и его оценки принимаются решения по изменению конструкции вала. Рассмотрим возможные конструкторские решения:

а) $s=5 \dots 20$, т.е. значительный запас прочности. Поскольку такой запас прочности найден для наиболее опасного сечения, то в остальных он еще больше. Вал имеет избыточную прочность. Необходимо уменьшить диаметры вала, если при этом не нарушатся условия:

- соединения с валом электродвигателя;
- обеспечения необходимого срока службы подшипников;
- обеспечения жесткости для длинных валов в соосных редукторах;

б) $s=2 \dots 5$, оптимальный запас прочности - оставлены ранее принятые значения диаметров валов в опасных сечениях;

в) $s \leq 1,5 \dots 2$, необходимо увеличить запас прочности до допускаемого. Для этого возможно (в порядке приоритета):

- уменьшить коэффициенты концентрации напряжений (изменив форму галтелей, заменив шпонку на шлицы и т.п.);
- применить упрочнение наиболее опасных сечений вала;
- принять другой, более прочный материал вала;
- увеличить диаметры вала;
- уменьшить длины участков вала с изменением эскизной компоновки.

Окончательное решение о конструкции и размерах вала можно принять только после проверочных расчетов стандартных присоединенных к валу и смонтированных на нем деталей (подшипников, шпонок, муфт и т.д.)

Лекция 16. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники предназначены для поддержания вращающихся деталей: валов, осей и смонтированных на них деталей (шкивов, шестерен, звездочек и др.), обеспечения возможности вращаться или качаться. Они воспринимают действующие на них нагрузки и передают их на корпус машины. Подшипники обеспечивают минимизацию силы трения между взаимно перемещающимися деталями и за счет этого обеспечивают высокий к.п.д. механизма в целом.

По реализованному виду трения подшипники разделяют на подшипники трения качения (подшипники качения) и подшипники трения скольжения (подшипники скольжения). Каждая из этих групп подшипников обеспечивает эффективную работу узла трения во взаимно дополняющих условиях, поскольку обладает своими достоинствами и недостатками.

Подшипники качения. Характеристика и классификация.

Виды разрушения.

Подшипники качения воспринимают нагрузку как в поперечном (радиальные подшипники), так и в продольном (упорные подшипники), направлении относительно оси вала.

Подшипник качения содержит большое число деталей (рис. 16.1).



Рисунок 16.1 - Компоненты подшипника качения

Тела качения - в зависимости от формы используемых тел качения подшипники делятся на шарикоподшипники и роликоподшипники. Частным случаем роликов являются т.н. «иглы», соответственно такие подшипники называются игольчатыми.

Внутреннее кольцо - монтируется на валу машины и в большинстве случаев вращается вместе с валом.

Наружное кольцо - монтируется в корпусе машины и в большинстве случаев не вращается. Однако, с целью обеспечения равномерного изнашивания по всей длине дорожки качения, рекомендуется выбирать такую посадку кольца в корпусе, которая обеспечивала бы медленное проворачивание кольца. Кольцо может быть гладким или с упорным буртиком для фиксации в осевом направлении.

Сепаратор - разделяет тела качения, препятствуя контакту между ними во время эксплуатации, обеспечивает постоянство взаимного расположения тел качения. От конструкции и материала сепаратора зависит максимальная скорость, с которой может эксплуатироваться подшипник.

Уплотнение - обеспечивает долговечность и надежность работы подшипника, защищая подшипник от загрязнения и предохраняя смазку от вымывания.

Подшипники качения наиболее широко стандартизированы в международном масштабе. Они являются взаимозаменяемыми и централизованно изготавливаются в массовом производстве.

Основными достоинствами подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения являются:

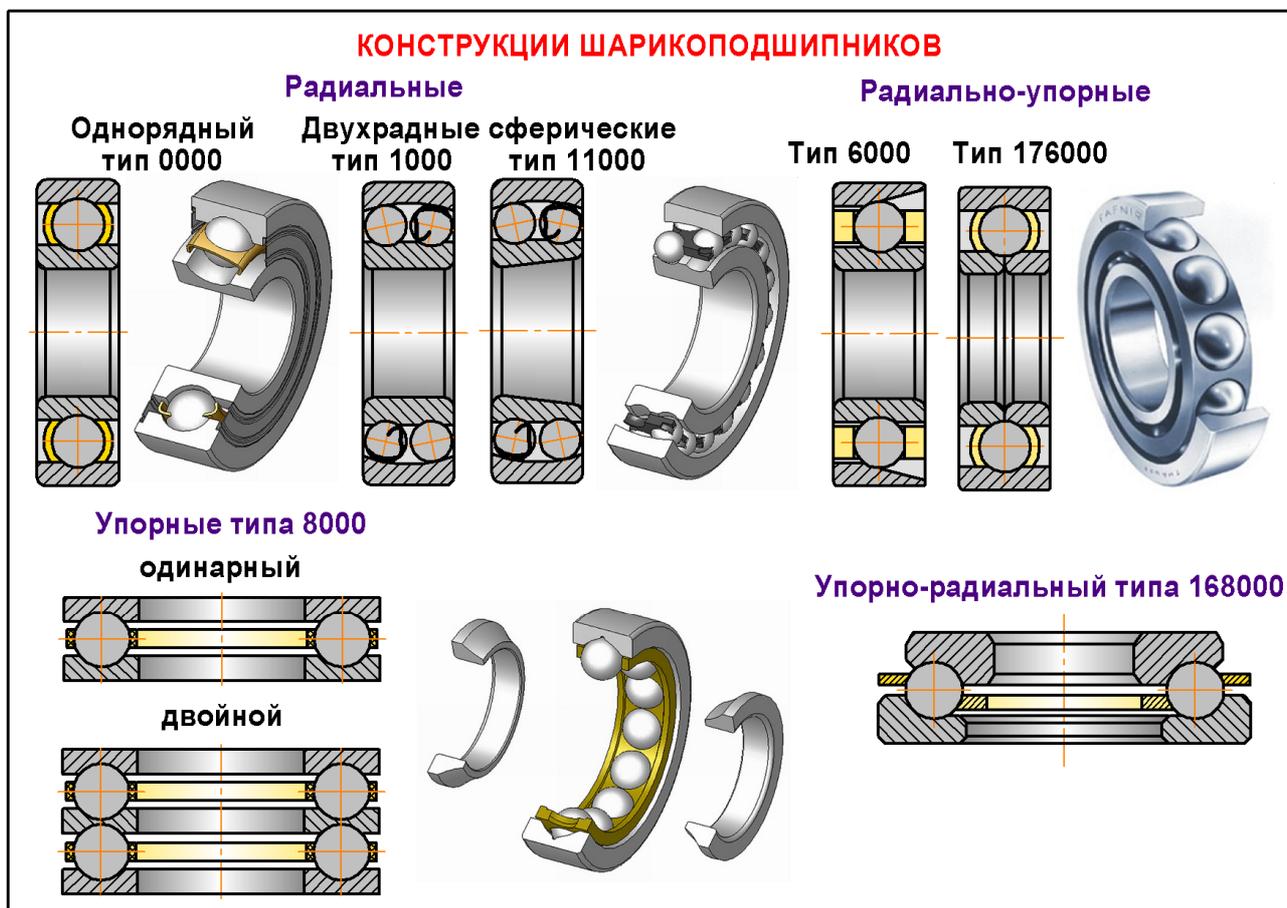
- 1. значительно меньшие потери на трение, более высокий к.п.д. (до 0,995);**
- 2. значительно меньшие пусковые моменты (в 5...10 раз);**
- 3. значительно меньшие требования по уходу, меньший расход смазочных материалов;**
- 4. большая несущая способность на единицу ширины подшипника;**

5. меньший расход цветных металлов, меньшие требования к материалу и к термической обработке валов.

К недостаткам подшипников качения относятся:

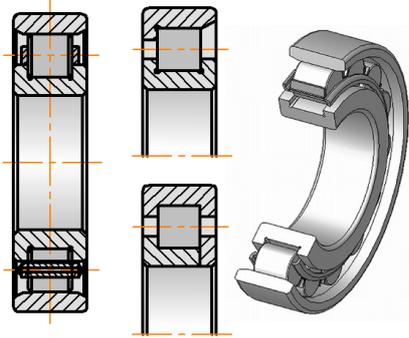
1. повышенные диаметральные габариты;
2. высокие контактные напряжения и поэтому ограниченный срок службы;
3. меньшая способность демпфировать колебания;
4. высокая стоимость уникальных подшипников при мелкосерийном производстве;
5. повышенный шум при высоких частотах вращения.

Классификация подшипников качения.

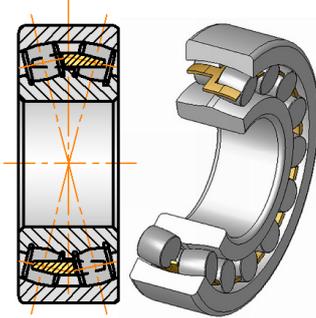


КОНСТРУКЦИИ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ

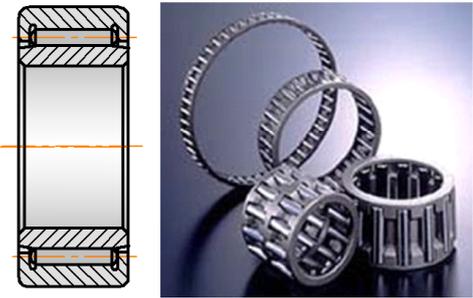
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами



Радиальный двухрядный сферический



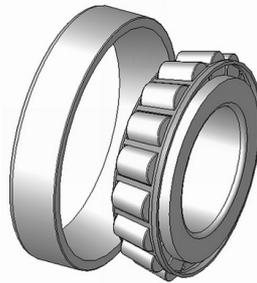
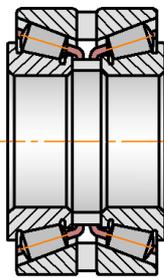
Радиальный роликовый с игольчатыми роликами



Радиально-упорные однорядный конический



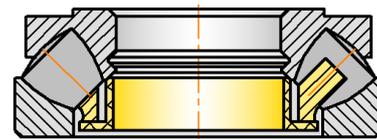
двухрядный конический



Упорный с коническими роликами

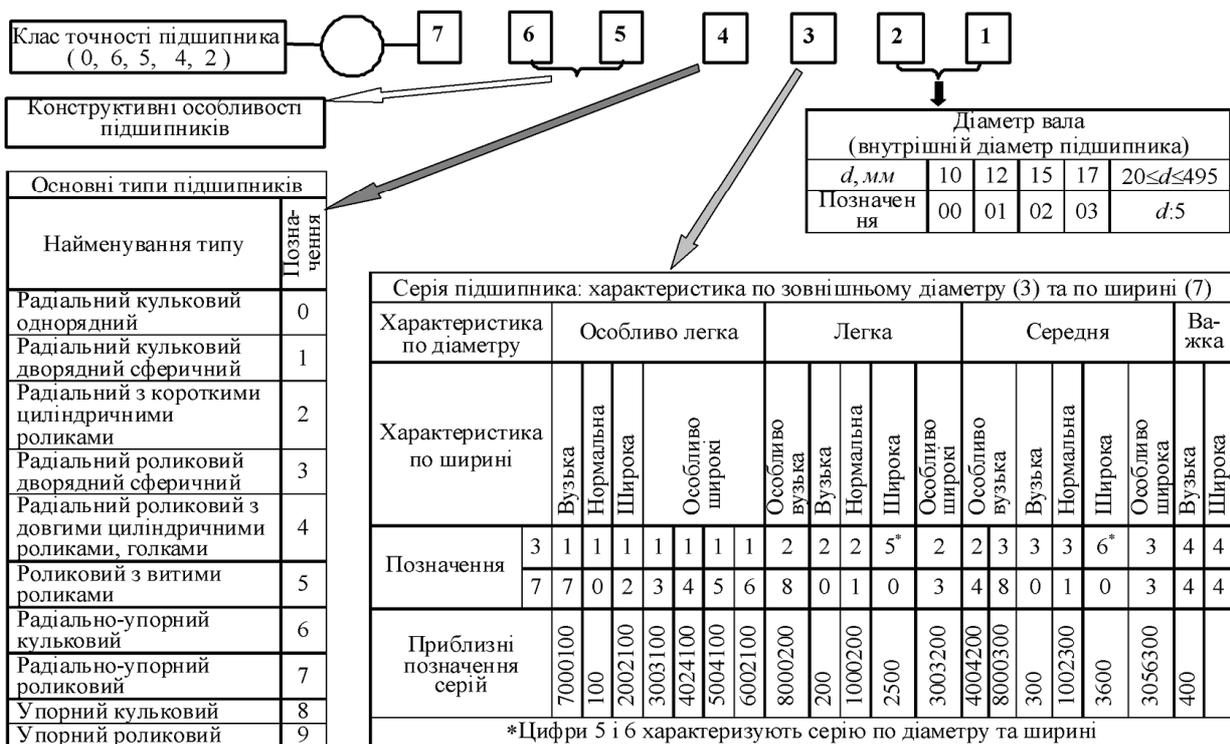


Упорно-радиальный сферический



Условные обозначения подшипников качения.

МАРКИРОВКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ



Точность изготовления.

По классам точности подшипники разделяются на 0 (нормального класса); 6 (повышенного); 5 (высокого); 4 (особо высокого) и 2 (сверхвысокого). От точности изготовления в значительной степени зависит работоспособность подшипника, но одновременно возрастает его стоимость.

Для узлов общего машиностроения используются, как правило, подшипники класса точности 0. Для высокоскоростных и высокоточных узлов применяют подшипники более высоких классов точности. Это позволяет снизить динамические нагрузки и увеличить долговечность машины.

Материалы подшипников качения. Кольца и тела качения изготавливают из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей марок: ШХ15, ШХ15СГ, 18ХГТ, 20Х2Н4А и др. В зависимости от марки стали твердость колец и роликов составляет 60...65 HRC₃, шариков 62...66 HRC₃.

Сепараторы подшипников качения изготавливают из стальной холодноотянутой ленты или качественной углеродистой стали. Для массивных сепараторов используют бронзы, латуни, алюминиевые сплавы, металлокерамику, текстолит, полиамиды и другие пластмассы.

Смазка.

1. Жидкая (индустриальные масла); 2. Консистентная (пластичные, солидол); 3. Твердые (калоидный графит).

Виды повреждений подшипников качения. Основными видами повреждений подшипников качения являются:

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей. Перекатывание тел качения по кольцам связано с образованием в поверхностных слоях контактирующих тел знакопеременных напряжений, которые после определенного числа циклов нагружения приводят к образованию начинающихся от поверхности микротрещин. Последние расклиниваются проникающим в них смазочным материалом, что приводит к выкрашиванию. Обычно выкрашивание начинается на дорожках качения наиболее нагруженных колец, у большинства подшипников — на внутренних, а у сферических — на наружных. На шариках выкраши-

вание начинается в наиболее слабой по механическим свойствам зоне.

Усталостное выкрашивание является основным видом выхода из строя подшипников, работающих при значительных нагрузках в условиях хорошей изоляции от загрязнений.

Разрушение колец и тел качения. Из механических разрушений наиболее частым является скалывание бортов у роликоподшипников, связанное с перекосом колец. Значительно реже при больших динамических нагрузках наблюдается раздавливание колец шарикоподшипников, происходящее по дну желоба, или раздавливание шариков. При нормальной эксплуатации разрушение элементов подшипников не должно происходить.

Износ колец и тел качения. Многие машины работают в абразивной среде, в частности автомобили и другие транспортные машины, сельскохозяйственные машины, горные машины, строительные и дорожные машины и многие другие. Несмотря на уплотнения и фильтрацию масла, подшипники этих машин работают со значительным износом. Износ подшипников можно существенно уменьшить совершенствованием конструкций уплотнений и смазки.

Образование вмятин на рабочих поверхностях связано с местными пластическими деформациями при больших динамических и статических (без вращения) нагрузках. Опасность образования вмятин существенна в транспортных машинах, в которых возможны большие динамические нагрузки.

Разрушение сепараторов. Этот вид повреждений вызывается центробежными силами и воздействием на сепаратор тел качения. Воздействия на сепаратор тел качения особенно существенны в подшипниках, работающих с осевой нагрузкой или с предварительным натягом, когда нагружены все тела качения в подшипнике.

Распределение нагрузки между телами качения. Контактные напряжения в подшипниках. Кинематика подшипников

Радиальная нагрузка, действующая на подшипник, между телами качения распределяется неравномерно (рис. 16.2). В восприятии этой нагрузки участвуют только те тела качения, которые расположены на дуге, не превышающей

180° (нагруженная зона). Наиболее нагруженным является шарик или ролик, расположенный по направлению действия силы на подшипник.

Задача распределения нагрузки между телами качения является статически неопределимой. При ее решении используются ниже перечисленные допущения.

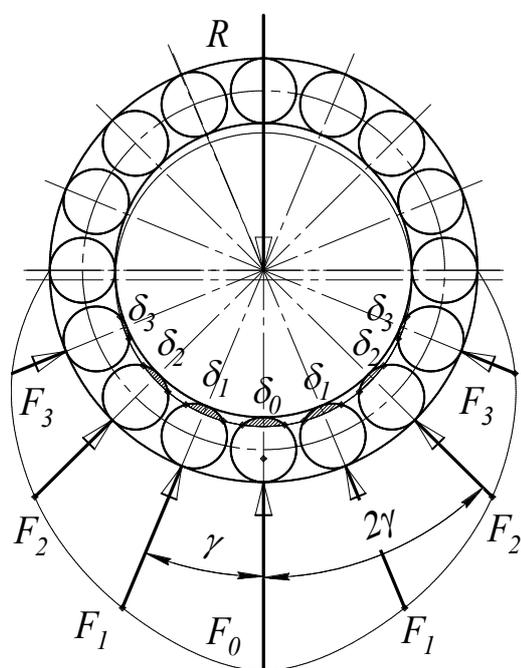


Рисунок 16.2 - Схема нагружения тел качения подшипника

Условие равновесия внутреннего кольца, нагруженного радиальной силой R :

$$R = F_0 + 2 \cdot F_1 \cdot \cos(1 \cdot \gamma) + 2 \cdot F_2 \cdot \cos(2\gamma) + \dots + 2 \cdot F_n \cdot \cos(n\gamma)$$

В дополнение к уравнению статики используем уравнение перемещений. Пренебрегая изгибом колец и предполагая отсутствие радиального зазора в подшипнике, можно принять, что сближение тел качения и колец равны соответствующим проекциям полного смещения кольца δ_0 , т. е:

щения.

1. Радиальный зазор между телами качения и кольцами отсутствует;
2. Тела качения, расположенные симметрично относительно плоскости действия нагрузки R , нагружены одинаково в силу идеальной формы деталей подшипника и абсолютной жесткости корпуса опоры.

Сила на наиболее нагруженное тело качения обозначена через F_0 ; на тело, расположенное по отношению к плоскости нагрузки под углом γ (равным угловому шагу), — через F_1 , под углом 2γ — через F_2 , под углом $n\gamma$ — через F_n , где n — половина тел качения в нагруженной зоне, $n \leq z/4$. Предполагаем, что тела качения располагаются симметрично относительно плоскости действия нагрузки.

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_0 \cdot \cos(1 \cdot \gamma); \\ \delta_2 &= \delta_0 \cdot \cos(2 \cdot \gamma); \\ \dots \\ \delta_n &= \delta_0 \cdot \cos(n \cdot \gamma); \end{aligned} \right\}$$

Для шарикоподшипников зависимость между сближением δ шариков и колец и сжимающей нагрузкой F , как следует из задачи теории упругости о сжатии упругих тел, выражается уравнением:

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= c \cdot F_0^{2/3} \\ \delta_1 &= c \cdot F_1^{2/3} \\ \dots \\ \delta_n &= c \cdot F_n^{2/3} \end{aligned} \right\}$$

где c - коэффициент пропорциональности.

Нелинейный характер зависимости объясняется ростом площадки контакта с ростом силы.

Выражая в уравнениях перемещений сближения через силы, можно написать:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 \cdot \cos^{3/2}(1 \cdot \gamma) \\ F_2 &= F_0 \cdot \cos^{3/2}(2 \cdot \gamma) \\ \dots \\ F_n &= F_0 \cdot \cos^{3/2}(n \cdot \gamma) \end{aligned} \right\}$$

Подставив эти зависимости в уравнение (18.1), получим:

$$R = F_0 \left(1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^n \cos^{5/2}(i \cdot \gamma) \right)$$

Отсюда определяем нагрузку на наиболее нагруженное тело качения F_0 , причем одновременно умножаем числитель и знаменатель правой части на z .

$$F_0 = \frac{R}{\left(1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^n \cos^{5/2}(i \cdot \gamma) \right)} = \frac{z}{\left(1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^n \cos^{5/2}(i \cdot \gamma) \right)} \cdot \frac{R}{z} = k \cdot \frac{R}{z}.$$

где z - общее число тел качения;

k – коэффициент, зависящий от числа тел качения и характера контакта.

Например, для шариковых радиальных подшипников с числом шариков $z = 10 \dots 20$, $k = 4,37$.

Для практических расчетов следует учесть, что между телами качения и кольцами существует радиальный зазор, вследствие чего дуга зоны нагружения тел качения меньше 180° . С учетом влияния радиального зазора, формы тел качения и количества рядов коэффициент k для различных типов подшипников принимает значения: для шариковых радиальных $k = 5$; для роликовых радиальных $k = 4,6$.

Контактные напряжения в подшипниках. В шарикоподшипниках начальный контакт между шариками и кольцами происходит в точке. После приложения нагрузки контакт происходит по небольшой площадке эллиптической формы.

Контактные напряжения определяют по зависимостям контактной задачи теории упругости. Наибольшие контактные напряжения в центре площадки контакта шарика и внутреннего кольца (знак «-») и шарика и наружного кольца (знак «+») определяются по формуле:

$$\sigma_H = m^3 \sqrt{F \cdot E^2 \left(\frac{2}{D} \pm \frac{1}{\rho} \right)^2},$$

где F - нагрузка на шарик, H ;

E - модуль упругости материала, $МПа$;

D - диаметр шарика, $мм$;

m - коэффициент влияния формы контактирующих поверхностей, зависит от соотношения приведенных главных кривизн тел качения и дорожек колец;

ρ - радиус профиля желоба внутреннего или наружного кольца, $мм$.

Пользуясь приближенным подобием подшипников качения и выразив радиусы колец через D , можно получить приближенную формулу для наибольших контактных напряжений в подшипниках при радиальной нагрузке

$$\sigma_H \approx 18003 \sqrt{\frac{F_r}{z \cdot D^2}};$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, H

z – число шариков в подшипнике.

В роликоподшипниках начальный контакт между роликами и кольцами происходит по линии, после приложения нагрузки – по узкой полоске. Наибольшее контактное напряжение между роликом и внутренним кольцом (знак «+») и между роликом и наружным кольцом (знак «-») определяются по формуле:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F \cdot E}{L} \left(\frac{2}{D} \pm \frac{1}{r_i} \right)};$$

где F – нагрузка на ролик, H ;

E – модуль упругости материала, $МПа$;

D – диаметр ролика, $мм$;

L – длина ролика, $мм$;

r_i – радиус внутреннего или наружного кольца, $мм$.

Приблизительно наибольшие контактные напряжения в радиальном роликоподшипнике с короткими цилиндрическими роликами равны:

$$\sigma_H = 6003 \sqrt{\frac{F}{z \cdot D \cdot L}}.$$

Приблизительно наибольшие допускаемые контактные напряжения для подшипниковых сталей в условиях начального касания в точке принимают до $5000 МПа$, а в условиях начального касания по линии - до $3000 МПа$.

Расчет подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности. Определение эквивалентной нагрузки. Выбор подшипников качения

Подшипники качения не могут служить неограниченно долго, даже если они достаточно хорошо предохранены от износа и коррозии. Критерием их работоспособности в этих случаях является усталостное выкрашивание поверхностных слоев. Подшипники качения являются первой группой деталей, для ко-

торых был введен расчет на долговечность.

На основе экспериментальных данных установлена зависимость между ресурсом и эквивалентной нагрузкой:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^\rho,$$

где L – ресурс в миллионах оборотов подшипника до появления признаков усталости;

C – динамическая грузоподъемность- это такая постоянная радиальная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников (а для упорных и упорно-радиальных подшипников осевая нагрузка), которую подшипник может выдержать в течение 10^6 оборотов при вероятности безотказной работы 90%, H .

Расчет подшипников по динамической грузоподъемности выполняют при частоте вращения подвижного кольца $n \geq 10$ об/мин. При частоте вращения $1 \leq n \leq 10$ об/мин расчет выполняют условно по динамической грузоподъемности, в уравнение подставляют значение $n=10$ об/мин. Если частота вращения подшипника $n \leq 1$ об/мин, то расчет выполняют по статической грузоподъемности C_0 .

P – эквивалентная (приведенная) нагрузка – это условная постоянная радиальная нагрузка, при которой подшипник будет иметь такую же долговечность, что и при действительных условиях нагружения, H ;

ρ - показатель степени кривой усталости равной в соответствии с результатами экспериментов: для шарикоподшипников $\rho=3$, а для роликоподшипников $\rho=3,33$;

a_1 - коэффициент долговечности, который вводится при необходимости повышенной надежности.

a_{23} – коэффициент, учитывающий качество металла подшипника и условия эксплуатации. По ISO качество металла и условия эксплуатации учитываются самостоятельными коэффициентами a_2 и a_3 , где $a_2 \cdot a_3 = a_{23}$.

Так как коэффициенты a_2 и a_3 взаимосвязаны, используется обобщенный коэффициент a_{23} , характеризующий совместное влияние качества металла и

условий эксплуатации на долговечность подшипника.

В практических расчетах долговечность (срок службы) подшипников определяют в часах.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L = a_1 \cdot a_{23} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ час}$$

При вероятности безотказной работы 90% коэффициент долговечности $a_1 = 1,0$, тогда

$$L_h = a_{23} \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ час}$$

где L_h – долговечность – это такой срок службы, который может проработать не менее 90% подшипников данной группы при вращении внутреннего кольца и неподвижном наружном кольце в одинаковых условиях нагружения без появления признаков усталости;

n – частота вращения, об/мин.

Определение эквивалентной нагрузки. Эквивалентную радиальную нагрузку для радиальных шарикоподшипников и радиально – упорных шарико- и роликоподшипников определяют по формуле:

$$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\delta \cdot K_T$$

где: F_r – радиальная нагрузка, H ;

F_a – осевая нагрузка, H ;

X и Y – коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузок;

V – коэффициент вращения, равный 1,0 при вращении внутреннего кольца подшипника и 1,2 при вращении наружного кольца;

K_δ – коэффициент безопасности, учитывающий динамическую нагрузку.

K_T – температурный коэффициент, вводимый при повышенной рабочей температуре $t > 100^\circ\text{C}$.

Расчетная зависимость эквивалентной нагрузки P от радиальной F_r и осевой F_a учитывает изменение угла контакта. Поэтому коэффициенты X и Y зави-

сят от отношения составляющих $F_a/V \cdot F_r$ и их уровня, который задается отношением осевой составляющей F_a к статической грузоподъемности F_a/C_0 .

Из-за радиального зазора в подшипнике при отсутствии осевой нагрузки имеет место повышенная неравномерность нагружения тел качения. С увеличением осевой нагрузки при постоянной радиальной происходит выборка зазора, увеличивается рабочая дуга в подшипнике и нагрузка на тела качения распределяется равномернее. Для некоторого значения $F_a/V \cdot F_r = e$ (e – параметр осевого нагружения, который компенсирует в однорядных подшипниках увеличение общей нагрузки на подшипник с ростом осевой нагрузки F_a). Поэтому значения X и Y различны при $F_a/V \cdot F_r$, большем и меньшем значении параметра « e », а в однорядных подшипниках при $F_a/V \cdot F_r \leq e$ расчет ведут на действие как бы одной радиальной нагрузки, т.е. принимают $X = 1,0$ и $Y = 0$.

Параметр осевого нагружения « e » для радиальных и радиально – упорных шарикоподшипников зависит от угла контакта β и соотношения осевой нагрузки к статической грузоподъемности F_a/C_0 . Для роликовых конических радиально – упорных подшипников параметр « e » является табличной характеристикой.

Лекция 17. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

Характеристика, классификация

Подшипники скольжения – это опоры вращающихся деталей, которые работают в условиях скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника.

По направлению действующих нагрузок подшипники скольжения разделяют на две основные группы: радиальные, предназначенные для восприятия нагрузок, перпендикулярных к оси вала (рис. 17.1); и упорные - для восприятия

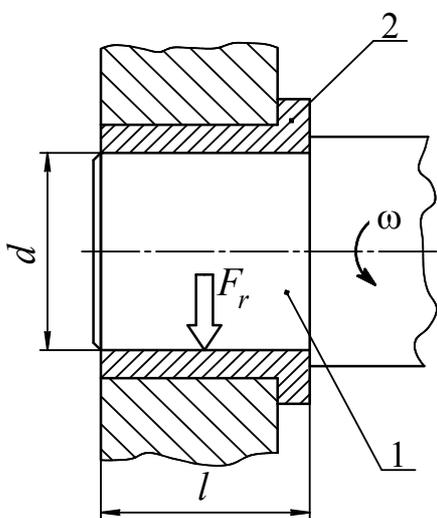


Рисунок 17.1 – Подшипник скольжения радиальный

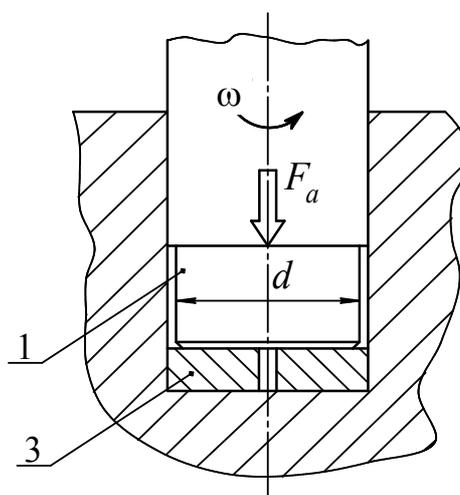


Рисунок 17.2 – Подшипник скольжения упорный

осевых нагрузок (рис. 17.2).

Подшипник скольжения состоит из опорного участка вала (цапфы) 1 и вкладыша 2, в котором скользит цапфа (рис. 17.1). Цапфу, которая передает радиальную нагрузку, называют *шипом* при расположении ее на конце вала или *шейкой*, если она находится посередине между опорами вала. Цапфу 1, которая передает осевую нагрузку, называют *пятой*, а вкладыш 3 - *подпятником* (рис. 17.2). При общем действии радиальных и небольших осевых нагрузок преимущественно применяют совместные опоры, в которых осевые нагрузки воспринимаются торцами вкладышей.

Вкладыши в неразъемных подшипниках изготавливают в виде втулок, а в

обычных разъемных подшипниках - из двух половин.

Вкладыши за время работы обрабатываются на глубину, измеренную в десятых частях миллиметра. Однако выполнить вкладыши такой толщины нельзя при условии их прочности и по техническим возможностям. Поэтому вкладыши обычно выполняют биметаллическими: тонкий антифрикционный слой в них наплавляется на стальную или бронзовую основу.

Кроме перечисленных основных элементов подшипника скольжения возможные дополнительные устройства, которые обеспечивают подведение смазывания, отвод тепла и др.

На работоспособность подшипников скольжения влияет соотношение длины подшипника l к диаметру d . Увеличение длины подшипника приводит к уменьшению среднего давления в подшипнике, но при этом резко увеличивается кромочное давление и повышается температура. Уменьшение отношения l/d ниже некоторой границы приводит к повышенному вытеканию смазочного масла через торцы подшипника и к снижению несущей способности. Оптимальное отношение l/d для большинства стационарных машин равняется 0,6...0,9.

Важным условием нормальной работы подшипников скольжения есть малые перекосы осей цапфы и подшипника под нагрузкой. Особо опасно кромочное давление при изготовлении вкладышей из твердых материалов. Для уменьшения влияния перекосов целесообразно применять самоустанавливающиеся подшипники, в которых вкладыши выполняют со сферической опорной поверхностью, описанной из центра подшипника. Самоустанавливающиеся подшипники, как правило, применяют при невозможности точной установки, например, при монтаже на разных основаниях.

Области применения. В современном машиностроении подшипники скольжения применяются меньше, чем подшипники качения. Однако они сохранили некоторые области, где имеют преобладающее или равное с подшипниками качения применения:

- подшипники, которые по условиям сборки необходимо выполнять разь-

емными (например, для коленчатых валов);

- подшипники особенно тяжелых валов, для которых может понадобиться индивидуальное изготовление подшипников качения и они могут оказаться существенным образом дороже;

- подшипники, которые требуют очень малых диаметральных размеров, в частности подшипники близко расположенных валов;

- подшипники, подвергнутые значительным вибрационным нагрузкам и ударам;

- подшипники для особенно высоких и особенно низких частот вращения.

Опоры скольжения находят широкое применение в паровых и газовых турбинах, двигателях внутреннего сгорания, центробежных насосах, центрифугах, металлообрабатывающих станках, прокатных станах.

Материалы. Материалы антифрикционных пар должны обеспечивать выполнение определенных условий. Доминирующее требование - низкий коэффициент трения. Дополнительные (но не второстепенные) требования:

1. высокая износостойкость поверхности трения;
 2. достаточный уровень усталостной прочности;
 3. высокая теплопроводность, обеспечивающая интенсивный теплоотвод из рабочей зоны и малый коэффициент линейного расширения для обеспечения малых колебаний диаметрального зазора в подшипнике;
 4. прирабатываемость, обеспечивающая выравнивание кромочных давлений на первом этапе эксплуатации;
 5. малый модуль упругости;
 6. хорошая смачиваемость смазочной жидкостью;
- высокая коррозионная стойкость.

Подшипниковые антифрикционные материалы по химическому составу делят на три группы:

- металлические (баббиты, бронзы, сплавы на цинковой или алюминиевой основе, антифрикционные чугуны);

- металлокерамические;

- неметаллические (пластмассы, пластики, и др).

Баббиты - высококачественные подшипниковые сплавы на основе олова или свинца, которые характеризуются низкой твердостью, хорошей прирабатываемостью и относительно низкими требованиями к твердости шеек вала и к состоянию трущихся поверхностей. Основной недостаток баббитов - относительно невысокое сопротивление усталости, которая ограничивает их применение в машинах ударного действия. При высоких скоростях и давлениях применяют высокооловянные баббиты Б83, Б88, которые обеспечивают минимальное изнашивание цапфы. Часто применяются и оловянно-свинцовые баббиты Б16 и БН, которые близкие по своим свойствам к высокооловянному баббиту.

Бронзы. Высокими антифрикционными свойствами владеют оловянные и оловянно-цинково-свинцовые бронзы. Универсальная оловянно-фосфористая бронза Бр.О10Ф1 применяется в подшипниках скольжения при высоких давлениях и средних скоростях. Широко применяются и оловянно-цинково-свинцовые бронзы Бр.О4Ц4С17 и Бр.О4Ц7С5. При больших скоростях и давлениях, при переменных нагрузках, характерных для двигателей внутреннего сгорания, применяют свинцовую бронзу Бр.С30, которая имеет повышенный, в сравнении с высокооловянными баббитами, сопротивление усталости.

Важную группу материалов подшипников скольжения представляют *сплавы на основе алюминия*, которые характеризуются высокой теплопроводностью, которая обеспечивает меньшую температуру и соответственно меньшую изменчивость вязкости смазочного масла. Они имеют высокую коррозионную стойкость и сопротивление усталости, например сплав АО 9-2.

Из цинковых подшипниковых сплавов наиболее распространенным являются сплав ЦАМ 10-5 (10% алюминия, 5% меди, остальное цинк).

Для тихоходных умеренно нагруженных подшипников применяют **антифрикционные чугуны**, например АСЧ1. При этом твердость цапфы вала должна быть обязательно выше твердости чугунных вкладышей на $H = (20...40) \text{ НВ}$.

Металлокерамические материалы. Эти материалы изготавливаются из порошков путем прессования и спекания в защитной атмосфере. Их применяют в

связи с удовлетворительной работой при недостаточной смазке. Материалы имеют пористую структуру с объемом пор 15...35 %, что заполняется смазочным маслом (путем специальной пропитки вкладышей горячим смазочным маслом).

Из неметаллических материалов для вкладышей подшипников скольжения применяют пластмассы, прессованное дерево, твердые породы дерева, резину; графитовые материалы. Существенная особенность большинства неметаллических подшипниковых материалов в связи с их низкой теплопроводностью заключается в том, что для них лучшим смазочным материалом является вода, которая обеспечивает хорошее охлаждение.

Полиамидные (капроновые) вкладыши имеют достаточную технологичность и довольно высокие антифрикционные свойства.

Критерии работоспособности. Подшипники скольжения, которые работают в условиях сухого и полужидкостного трения, выходят из строя по ряду причин - абразивное изнашивание, заедание, усталостное разрушение.

Абразивное изнашивание возникает вследствие недостаточной несущей способности смазочного слоя при постоянном режиме работы, неминуемого смешанного трения при пуске и остановке и особенно вследствие наличия абразивных частиц.

Заедание - происходит вследствие потери смазочной пленкой своей защитной способности из-за повышения давления и температуры. В подшипниках образуются местные «горячие зоны», от которых начинается местное схватывание.

Усталостное разрушение фрикционного слоя наблюдается при значительной пульсации нагрузки - в поршневых машинах, машинах ударного и вибрационного действия.

Подшипники скольжения, которые работают в условиях жидкостного трения, практически не изнашиваются. Основным условием работоспособности для этих подшипников является наличие минимальной толщины (h_{min}) смазочной пленки, которая исключает контакт цапфы и вкладыша. Теоретически ми-

нимальная толщина смазочной пленки является основным критерием трудоспособности подшипников скольжения, которые работают в условиях жидкостного трения. Однако погрешности в изготовлении деталей, перегрузка и другие причины приводят к нарушению режима жидкостного трения. В этих случаях только граничные пленки защищают от разрушения трущиеся поверхности деталей. Прочность граничных пленок зависит от температуры. При высокой температуре (120...140)°С (для турбинных смазочных масел) они разрушаются. Во избежание этого недостатка в расчетах подшипников скольжения используют второй критерий работоспособности – максимальную температуру несущей смазочной пленки.

Расчет подшипников скольжения - это расчет на жидкостное смазывание, которое базируется на том, что смазочный слой должен воспринимать всю нагрузку, а его толщина должна быть больше суммы высот микронеровностей $h_{\min} > R_{z1} + R_{z2}$ обработки поверхностей цапфы и вкладыша. Жидкостное смазывание в подшипнике обеспечивает его износоустойчивость и сопротивление схватыванию.

Составной частью расчета при жидкостном смазывании есть тепловой расчет, потому что недопустимое повышение температуры может привести к недопустимому изменению свойств смазочного материала и к захватыванию вала в подшипнике. Чаще всего применяют условные расчеты.

Условные расчеты подшипников скольжения позволяют в простейшей расчетной форме использовать опыт конструирования и эксплуатации машин. Они дают удовлетворительные результаты, если расчетные параметры назначают по опыту работы машин данного типа с близкими характеристиками.

Для подшипников при жидкостном смазывании условные расчеты применяют как предыдущие; для подшипников, которые работают при полужидкостном смазывании, из-за отсутствия соответствующей теории расчета - как основные.

Расчет по допустимым давлениям в подшипниках. Расчет, как правило,

ведут по нагрузке, которая действует на цапфу

$$p_m = \frac{F_r}{dl} \leq [p_m],$$

где F_r – радиальная нагрузка на цапфу, H ;

d и l – диаметр и длина цапфы, $мм$;

$[p_m]$ – допустимое давление в подшипнике, $МПа$.

$[p_m] = 1...4 МПа$ для большинства стационарных машин в зависимости от условий работы и материалов. $[p_m] = 4...20 МПа$ для подшипников двигателей внутреннего сгорания.

Расчет по допустимому давлению используют как проверочный, потому что диаметр цапфы определяется конструктивно после расчета вала.

Однако размеры цапфы можно также определить из расчета подшипника. Задавшись соотношением $\varphi = l/d$, получим

$$p_m = \frac{F_r}{d\varphi d} = \frac{F_r}{\varphi d^2} \leq [p_m],$$

откуда

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\varphi [p_m]}}.$$

Действительное давление в подшипниках скольжения при отсутствии жидкостного смазывания определяются из решения задачи теории упругости при сжатии цилиндров с близкими радиусами при внутреннем контакте. Формула Герца для подшипников скольжения неприемлемая.

Расчет по произведению давлений в подшипнике на скорость скольжения

$$p_m \cdot v \leq [p_m \cdot v].$$

Расчет по произведению $p_m \cdot v$ принят как расчет в простейшей форме, кото-

рая учитывает скорость вращения вала. Произведение $p_m \cdot v$ до некоторой степени характеризует теплообразование в подшипнике, а также изнашивание.

В подшипниках большинства стационарных машин $p \cdot v = 2 \dots 10 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$. В подшипниках быстроходных и тяжело нагруженных машин при достаточном охлаждении и других специальных мерах значения $p \cdot v$ могут быть значительно повышены. В подшипниках автомобильных двигателей $p_m \cdot v = 25 \dots 35 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

Расчет по отношению $\varphi = l/d$. Расчет по отношению $\varphi = l/d$ основан на ограничении допустимых давлений и напряжений изгиба цапфы.

Из отношения вытекает

$$F_r = dl[p_m].$$

Из условия прочности цапфы на изгиб

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{oc}} = \frac{F_r \cdot 0,5l}{0,1d^3} = \frac{F_r l}{0,2d^3} \leq [\sigma]_{32},$$

откуда

$$F_r = \frac{0,2d^3[\sigma]_{32}}{l}.$$

Приравнивая правые части, имеем

$$dl[p_m] = \frac{0,2d^3[\sigma]_{32}}{l}, \text{ а } l = \varphi d.$$

Откуда

$$\varphi = \sqrt{\frac{0,2[\sigma]_{32}}{[p_m]}}.$$

Таким образом, получаем необходимое отношение длины цапфы к диаметру.

Лекция 18. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. ХАРАКТЕРИСТИКА. РАСЧЕТ НЕНАПРЯЖЕННЫХ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпонкой называют деталь, которую вставляют в пазы вала и ступицы с целью образования соединения, способного передавать вращающийся момент от вала до ступицы или от ступицы до вала.

Благодаря простоте и надежности конструкции, низкой стоимости, а также удобства сборки шпоночные соединения широко применяют в машиностроении. Одним из недостатков шпоночных соединений является ослабление вала и ступицы шпоночными пазами, которые уменьшают поперечное сечение и служат причиной значительной концентрации напряжений.

Различают ненапряженные и напряженные шпоночные соединения.

Ненапряженные шпоночные соединения осуществляются с помощью призматических и сегментных шпонок.

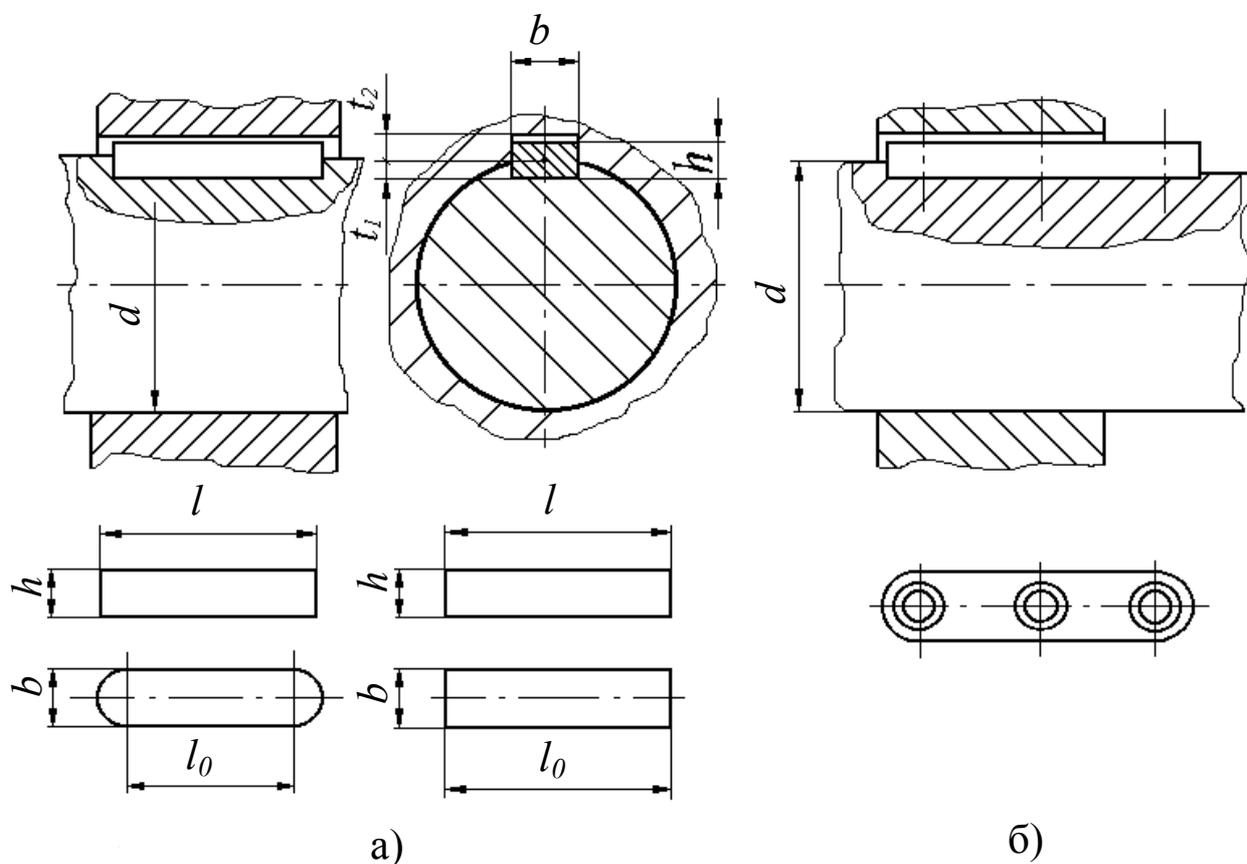


Рисунок 18.1 - Соединение призматическими шпонками

Призматические шпонки по назначению бывают обычные (рис. 18.1 а) и направляющие (рис. 18.1 б). Обычные призматические шпонки (ГОСТ 23360-78) предназначены для неподвижного соединения ступицы с валом. Они бывают со скругленными или плоскими торцами. Направляющие шпонки (ГОСТ 8790-79) применяют в тех случаях, когда детали, размещенные на валах, могут двигаться вдоль валов. Направляющую шпонку закрепляют к валу винтами.

Согласно стандарту ширину призматической шпонки b и высоту h выбирают в зависимости от диаметра вала d . Стандарт также регламентирует глубину паза в вале t_1 и во втулке t_2 . Длину шпонки l выбирают по ширине детали, размещенной на валу, проверяют расчетом на прочность и согласовывают со стандартом. Рабочими поверхностями призматических шпонок являются их боковые грани, которые контактируют с боковыми гранями пазов. Рабочая длина призматической шпонки с плоскими торцами $l_0=l$, а для шпонки со скругленными торцами $l_0=l-b$.

Ширину призматической шпонки и ширину паза в ступице выполняют с полем допуска соответственно $h9$ и $Js9$ или $P9$. Ширина паза вала имеет поле допуска $P9$ или $N9$.

Соединение с помощью сегментной шпонки изображено на рис. 18.2. Глубокая посадка шпонки на валу обеспечивает ей более устойчивое положение,

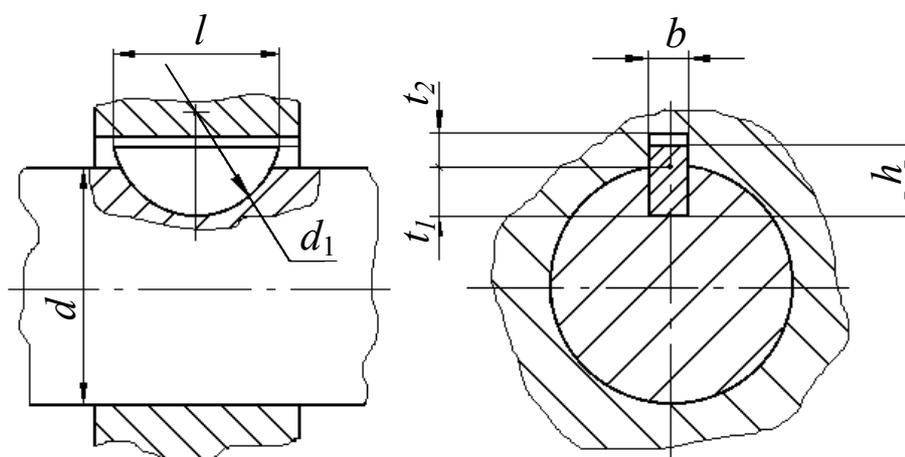


Рисунок 18.2 - Соединение сегментной шпонкой

ние, чем призматической шпонки. Это предотвращает перекашивание шпонки

под нагрузкой. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для соединения деталей на менее нагруженных участках валов, например на концах валов. Соединения сегментными шпонками являются технологичными, поскольку изготовление, как шпонок, так и пазов на валах довольно простое.

Сегментные шпонки стандартизованы (ГОСТ 24071-97). Размеры сегментных шпонок и пазов для них выбирают по стандарту в зависимости от диаметра вала d .

Ненапряженные шпоночные соединения широко применяются в машиностроении. Они используются в соединениях с переходными посадками деталей на вал или с посадками с гарантированным натягом. В таких случаях обеспечивается достаточное центрирование деталей и высокая надежность соединения.

Напряженные шпоночные соединения осуществляются с помощью клиновых шпонок. Клиновые шпонки по способу размещения на валах бывают врезные, на лыске, фрикционные и тангенциальные.

Клиновые врезные шпонки (рис. 18.3) по форме разделяют на шпонки клиновые без головки и шпонки клиновые с головкой (ГОСТ 24068-80).

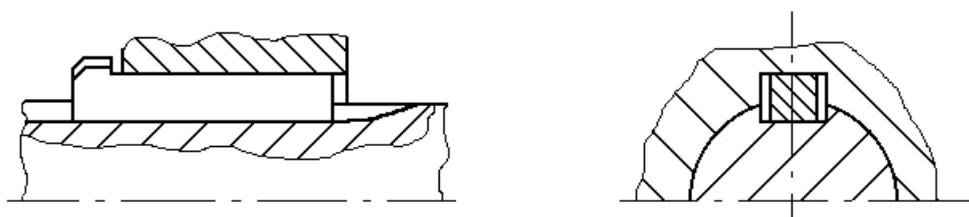


Рисунок 18.3 - Соединение клиновой врезной шпонкой

Клиновые шпонки на лыске (рис. 18.4 а) и фрикционные (рис. 18.4 б) бывают с плоскими торцами или с головкой.

Все клиновые шпонки изготавливают с уклоном 1:100. Этот же уклон предполагается и для паза ступицы. Подобно призматическим, клиновые врезные шпонки частично размещаются в пазу вала и частично в пазу ступицы. Клино-

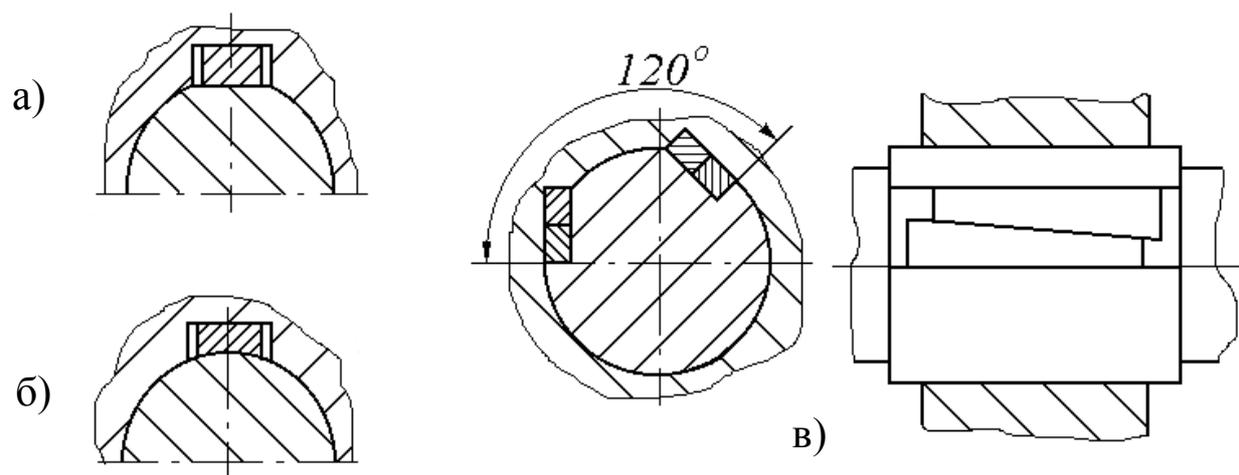


Рисунок 18.4 - Соединения шпонкою на лыске (а), фрикционную (б) и тангенциальной (в) шпонками

вые шпонки на лыске и фрикционные размещаются по всей своей высоте в пазу ступицы.

Рассмотренные соединения клиновыми шпонками передают вращающийся момент за счет сил трения на широких рабочих гранях. Эти силы трения создаются соответствующим натяжением в радиальном направлении при забивании шпонок. Поэтому со стороны боковых граней клиновых шпонок предполагаются зазоры.

Тангенциальные шпонки (рис 18.4 в) отличаются от других клиновых шпонок тем, что натяжение между валом и ступицей создается шпонками не в радиальном, а в касательном направлении. Одна из широких граней тангенциальной шпонки направлена по касательной к сечению вала, а одна из узких граней по радиусу вала. Такое размещение тангенциальной шпонки является причиной постановки в соединении двух шпонок, размещенных под углом 120° или 135° . По технологическим соображениям каждая тангенциальная шпонка выполняется из двух односторонне скошенных клиньев. Тангенциальная шпонка используется главным образом в тяжелом машиностроении при значительном диаметре соединения.

Клиновые шпонки имеют ограниченное применение, поскольку они вызывают смещение оси ступицы относительно оси вала. Если перекосят детали,

размещенной на валу, не допускается, например для зубчатых колес, то клиновые шпонки не применяют. Область применения клиновых шпонок ограничивается тихоходными машинами при необходимости частой разборки соединений.

Для изготовления шпонок всех видов используют специальный точный прокат. Материал шпонки должен быть наименее прочным в соединении вал-ступица и поэтому шпонка в соединении должна быть предохранительным элементом.

Расчет ненапряженных шпоночных соединений. Поскольку шпоночные соединения стандартизованы и их размеры выбирают в зависимости от диаметра вала по соответствующим стандартам, расчет шпоночных соединений в большинстве случаев выполняют как проверочный.

Расчет соединения призматической шпонкой. В соединении (рис. 18.5 а)

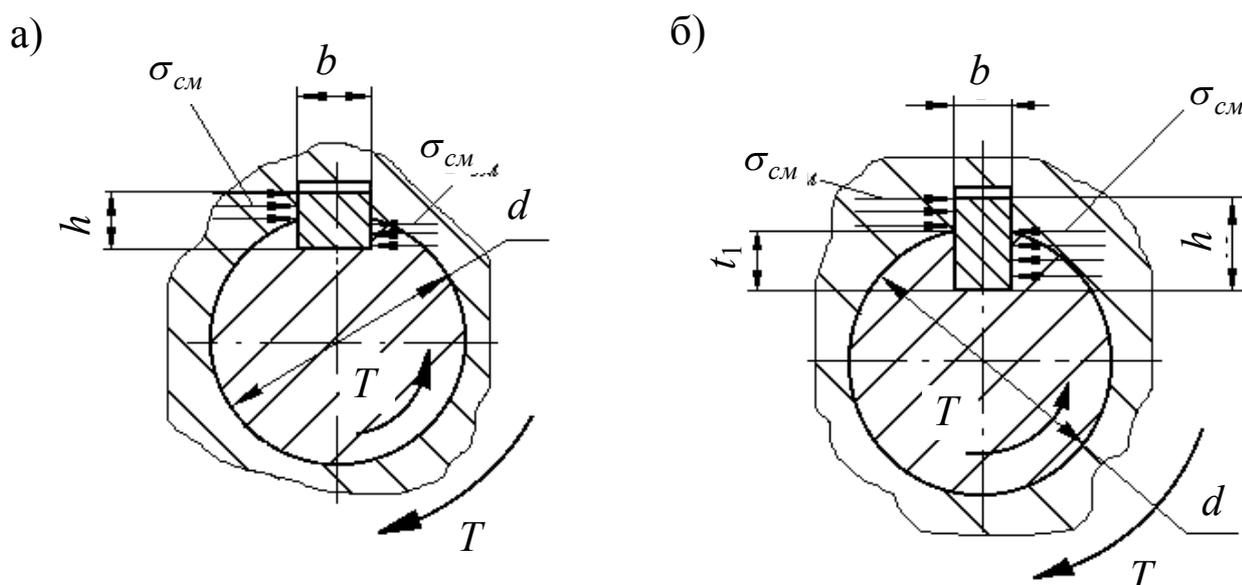


Рисунок 18.5 - К расчету соединений призматической и сегментной шпонками

вращающийся момент T передается от вала к ступице детали, размещенной на нем, с помощью взаимодействия боковых граней шпонки с боковыми гранями пазов вала и ступицы. Нагруженные поверхности сминаются и при незначительных микроперемещениях изнашиваются.

Основным расчетом соединения призматической шпонкой является расчет по ограничению напряжений смятия:

$$\sigma_{см} = F/A_{см} \leq [\sigma]_{см};$$

где F - сила, которая действует на нагруженные поверхности;

$A_{см}$ - площадь поверхности смятия.

Стандартом предусмотрено, что рабочие поверхности шпонки в пазах вала и ступицы одинаковые, а глубины врезания шпонки в вал и ступицу разные $t_1 > t_2$. Для упрощения расчета принимают, что напряжение смятия на рабочих поверхностях шпонки распределяется равномерно, а плечо сил, действующих на шпонку, может быть принято равным $0,5d$. Тогда приближенно имеем $F = 2 \cdot T/d$, а площадь поверхности смятия $A_{см} = 0,5 \cdot h \cdot l_0$; где l_0 - рабочая длина призматической шпонки (рис. 18.1 а). Таким образом, условие прочности шпоночного соединения можно записать так:

$$\sigma_{см} = 4 \cdot T/d \cdot h \cdot l_0 \leq [\sigma]_{см}$$

Когда условие прочности шпоночного соединения не выполняется, нужно увеличить длину шпонки l_0 , если позволяет длина ступицы, или предусмотреть в соединении две шпонки, взаимно смещенные на 180° (последнее применяют редко).

Призматическая шпонка в нагруженном соединении находится также под действием деформации среза. Условие прочности на срез записывают в виде:

$$\tau_{ср} = F/A_{ср} \leq [\tau]_{ср},$$

где $A_{ср}$ - площадь поверхности среза, $F = b \cdot l_0$.

Таким образом

$$\tau_{ср} = 2 \cdot T/d \cdot b \cdot l_0 \leq [\tau]_{ср}.$$

Но условие прочности на срез учтено при стандартизации размеров призматических шпонок. Поэтому при проектировании шпоночных соединений проверка прочности на срез не обязательна.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см}$ для ненапряженных шпоночных соединений зависят от режима нагружения соединения, прочности материалов вала, ступицы и шпонки, вида посадки на вал.

Для неподвижных соединений берут: при переходных посадках ступицы на вал $[\sigma]_{см} = 100 \dots 120$ МПа (ступица из стали) и $[\sigma]_{см} = 70 \dots 80$ МПа (ступица из

чугуна); при посадках с гарантированным натягом $[\sigma]_{см} = 160 \dots 180$ МПа (ступица из стали) и $[\sigma]_{см} = 110 \dots 130$ МПа (ступица из чугуна). Меньшие из приведенных значений $[\sigma]_{см}$ берут для резко меняющихся нагрузок шпоночного соединения. Для подвижных соединений с направляющими призматическими шпонками допустимое напряжение значительно снижают с целью предотвращения задиров и ограничения изнашивания. В этом случае берут $[\sigma]_{см} = 20 \dots 30$ МПа. Допускаемые напряжения на срез для шпонок принимают $[\tau]_{ср} = 0,5[\sigma]_{см}$.

Расчет соединения сегментной шпонкой (рис. 18.5 б) выполняют так, как и расчет соединения призматической шпонкой, так как условия работы этих соединений аналогичные. Поэтому условие прочности на смятие для соединения сегментной шпонкой согласно обозначениям на рис. 18.5 б записывают в виде:

$$\sigma_{см} = F/A_{см} = 2 \cdot T/d \cdot l \cdot (h-t_1) \leq [\sigma]_{см}.$$

При невыполнении условия в соединении со значительной длиной ступицы можно поставить в ряд по оси вала две сегментные шпонки.

Допускаемые напряжения здесь такие же, как и для соединений призматическими шпонками.

Шлицевые (зубчатые) соединения. Характеристика.

Расчет шлицевых соединений

Шлицевые (зубчатые) соединения используют в тех случаях, когда нельзя обеспечить прочность шпоночных соединений деталей с валами, а также обеспечения высокой точности базирования. Такие соединения получаются с помощью шлицев (зубьев), которые нарезаются на поверхностях вала и отверстия ступицы детали, которая соединяется с валом. По форме профиля шлицев различают три типа шлицевых соединений (рис. 18.6): прямоугольные, эвольвентные и треугольные.

Соединение с прямоугольным профилем шлицев изготавливают с центрированием по внутреннему диаметру d (рис. 18.6 а), по наружному диаметру D (рис. 18.6 б) или по боковым граням шлицев (размер b , рис. 18.6 в). Центрирование по внутреннему и наружному диаметрам обеспечивает более высокую точность соединения, а центрирование по боковым граням шлицев - более рав-

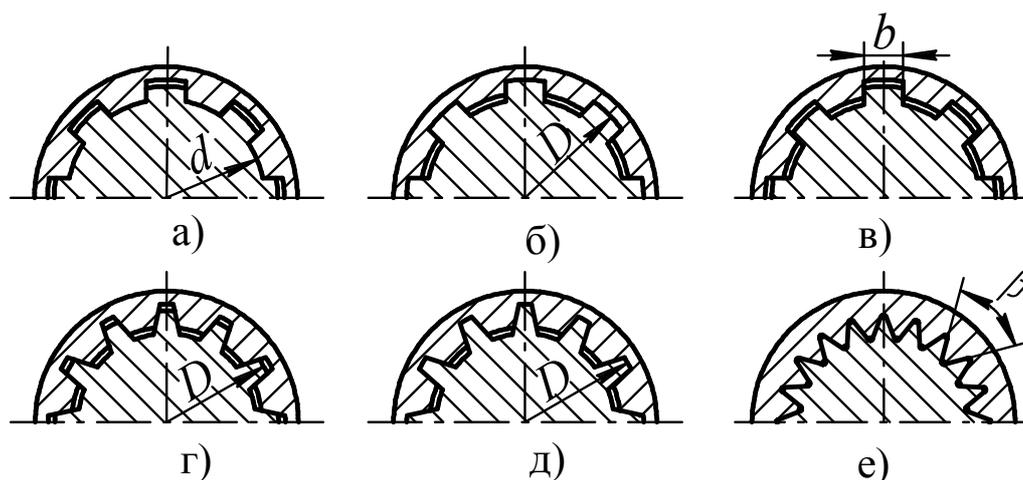


Рисунок 18.6 - Конструкции шлицевых соединений
номерное распределение нагрузки между шлицами.

Прямоугольные шлицы используют для валов с диаметрами от 14 до 125 мм, с числом шлицев от 6 до 20. ГОСТ 1139-80 предусматривает соединение трех серий: легкой, средней и тяжелой. С переходом от легкой к средней и тяжелой серии при одном и том же диаметре d возрастает диаметр D и увеличивается число шлицев. Поэтому соединение средней и тяжелой серий отличаются повышенной несущей способностью.

Условное обозначение и допуски соединений с прямоугольным профилем шлицев регламентированы стандартами. Условное обозначение соединения состоит: из буквы, которая обозначает поверхность центрирования; числа шлицев z и номинальных размеров d , D , b соединения; обозначение посадок диаметров и ширины шлицев, которые размещены после соответствующих размеров. Допускается не указывать в обозначении поля допусков нецентрирующих диаметров. Например: при $z=8$; $d=56$ мм; $D=62$ мм; $b=10$ мм обозначение соединения с прямоугольными шлицами с центрированием по наружному диаметру и с посадками по диаметру центрирования $H8/h7$, ширине шлицев $b F10/h9$ имеет такой вид: $D-8 \times 56 \times 62 H8/h7 \times 10 F10/h9$.

Соединение с эвольвентным профилем шлицев (рис. 18.6 г, д) согласно ГОСТ 6033-80 можно изготавливать с центрированием по боковым граням, внутреннему или наружному диаметрах. Эвольвентные соединения используют для диаметров от 4 до 500 мм и $z=6 \dots 82$. По стандарту угол профиля исходного

контура зубьев $\alpha=30^{\circ}$, а за номинальный диаметр соединения берут его внешний диаметр $D=m(z+1+2x)$, где m -модуль соединения; x -коэффициент смещения исходного контура.

Обозначение соединения с эвольвентным профилем шлицев состоит: из номинального диаметра соединения D ; модуля m ; обозначения посадки соединения, размещенного после размеров центрирующих элементов; номера стандарта. Например: обозначение соединения с $D=50$ мм.

Соединение с треугольным профилем шлицев (рис. 18.6 е) изготавливают с центрированием только по боковым граням шлицев. Эти соединения не стандартизованы и используются как неподвижные при тонкостенных втулках и ограниченных габаритных размерах по диаметру. Согласно действующим нормам за номинальный диаметр соединения берут внешний или делительный диаметр; модуль зубьев $m=(0,2...1,6)$ мм; число зубьев $z=20...70$; угол профиля зубьев составляет $60, 72$ или 90° .

Из рассмотренных типов шлицевых соединений чаще всего применяют соединения с прямоугольным профилем шлицев. Они применяются для соединения с валами зубчатых колес, полумуфт и других деталей. Такие соединения могут быть подвижными или неподвижными.

Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными имеют ряд преимуществ: возможность передачи больших вращающихся моментов (при одинаковой длине ступицы) благодаря значительно большей поверхности контакта соединяемых деталей и более равномерному распределению нагрузки по этой поверхности; более точное центрирование деталей на валу; лучшее направление деталей при перемещении их вдоль вала.

Расчет шлицевых соединений. Основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление рабочих поверхностей смятию. В общем случае для всех типов шлицевых соединений, нагруженных вращающимся моментом T , напряжение смятия рабочих поверхностей шлицев определяют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot d_m \cdot A_{см} \cdot \varphi} \leq [\sigma]_{см},$$

где F_t - окружная сила в шлицевом соединении;

$A_{см}$ - расчетная площадь контакта шлицевого соединения;

d_m - средний диаметр соединения;

$\varphi = 0,75 \dots 0,8$ - коэффициент, который учитывает неравномерность распределения нагрузки между шлицами.

Для соединения с прямоугольным профилем шлицев: $d_m = 0,5(D + d)$, а $A_{см} = h l$, где D и d - внешний и внутренний диаметры шлицев; l и h - рабочая длина и высота шлицев; $h = 0,5(D - d) - 2 \cdot c$; где c - размер фаски шлицев.

Используя приведенное соотношение условие прочности соединения с прямоугольным профилем шлицев на смятие принимает такой вид:

$$\sigma_{см} = \frac{8 \cdot T}{z \cdot (D + d) \cdot (D - d - 4 \cdot c) \cdot l \cdot \varphi} \leq [\sigma]_{см}.$$

Для соединения с эвольвентным профилем шлицев: $d_m = D - 1,1 \cdot m$; $A_{см} = h \cdot l$; $h = 0,8 \cdot m$;

где D - наружный диаметр шлицев; m - модуль зубьев шлицевого соединения; h и l - рабочая длина и высота шлицев.

Для соединения с треугольным профилем шлицев: $d_m = m z$; $A_{см} = h l$; $h = 0,5 \cdot (D - d)$;

где D и d - наружный и внутренний диаметры шлицев; l и h - рабочая длина и высота шлицев; m - модуль зубьев шлицевого соединения.

Лекция 19. МУФТЫ. ХАРАКТЕРИСТИКА И КЛАССИФИКАЦИЯ

Муфтами (рис. 19.1) называют устройства, которые соединяют валы и пе-

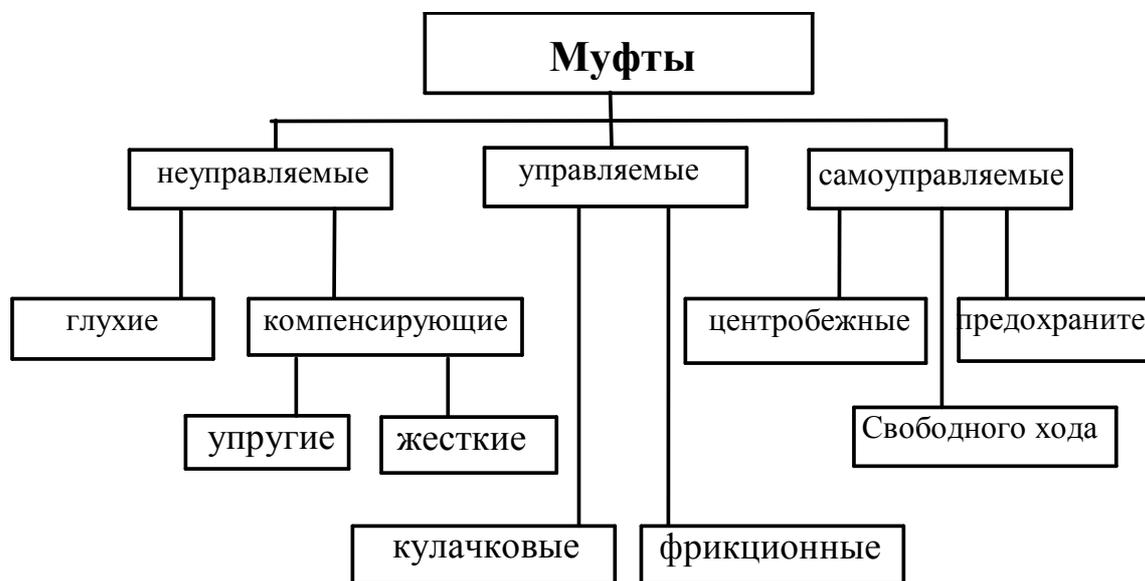


Рисунок 19.1 – Классификация муфт

редают вращающийся момент. В приводах с помощью муфт осуществляется соединения вала двигателя с ведущим валом редуктора, ведомого вала редуктора с валом рабочего органа (соединительные муфты).

С помощью муфт решается ряд других задач:

- компенсация погрешностей относительного расположения валов, которые возникают при монтаже оборудования (компенсирующие муфты);
- ослабление последствий вибраций, толчков и ударов, которые возникают при работе рабочего органа (упругие муфты);
- предотвращение деталей и сборочных единиц машин от случайных перегрузок (предохранительные муфты);
- ограничение частоты вращения; облегчение запуска машин;
- соединение или разъединение валов во время работы машины на холостом ходу и под нагрузкой (муфты сцепляющиеся управляемы).

Муфты выбирают по самому большому диаметру концов валов, которые

соединяются, и по максимальному расчетному моменту

$$T_p = T_{ном} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \leq [T]$$

где $T_{ном}$ – номинальный, то есть самый большой долгосрочно действующий вращающийся момент;

K_1 – коэффициент, который учитывает степень ответственности механизма;

K_2 – коэффициент, который учитывает условия работы;

K_3 – коэффициент углового смещения;

$[T]$ – самый большой вращающийся момент, который передается муфтой (табличный).

Глухие муфты.

Постоянные (глухие) муфты предназначены для жесткого соединения строго соосных валов. Кроме вращающего момента, они передают также изгибающий момент, поперечную и осевую силы. Основные области применения глухих муфт - длинные валопроводы, а также валы при малых габаритах (отсутствие места для расположения упругой или компенсирующей муфты). Муфты следует располагать возможно более ближе к опорам валов.

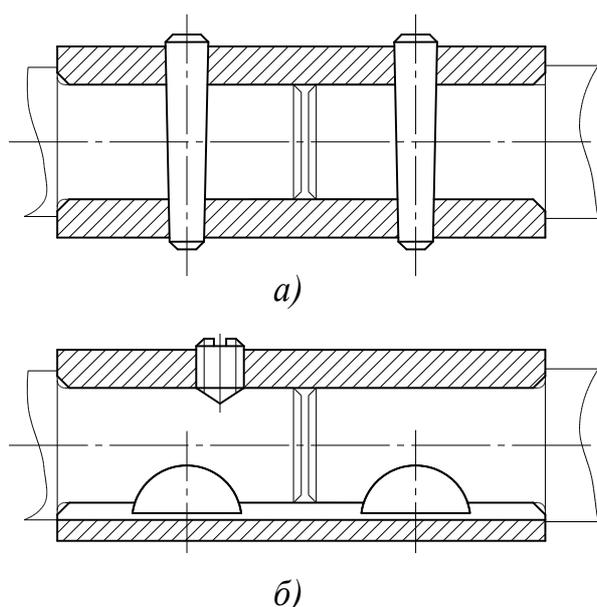


Рисунок 19.2 - Втулочные муфты

Втулочные муфты (ГОСТ 24246-80). Втулочная муфта (рис. 19.2) представляет собой втулку, насаженную на концы валов, которая закрепляется на валах штифтами, преимущественно коническими (рис. 19.2 а), призматическими или сегментными шпонками (рис. 19.2 б), шлицевыми соединениями или стопорными винтами.

Муфта отличается небольшими радиальными размерами, но сложная при монтаже, так как требует значительных осевых перемещений механизмов. Ус-

ловия монтажа муфты усложняют применение посадок с натягом. Поэтому втулочные муфты не обеспечивают высокую точность соединения.

Фланцевые муфты (рис. 19.3) являются основным видом постоянных (глухих) муфт. На концы валов, которые соединяются, монтируют полумуфты с фланцами, которые соединяют болтами. Вращающий момент передается силами трения между фланцами, а при установке болтов без зазора также силами сопротивления на сдвиг крепежных болтов. Конструкции муфт с болтами, установленными без зазоров, передают большие моменты и поэтому предпочтительнее, однако они более сложны в изготовлении. При установке болтов с зазором муфты изготавливают с центрирующими поясками.

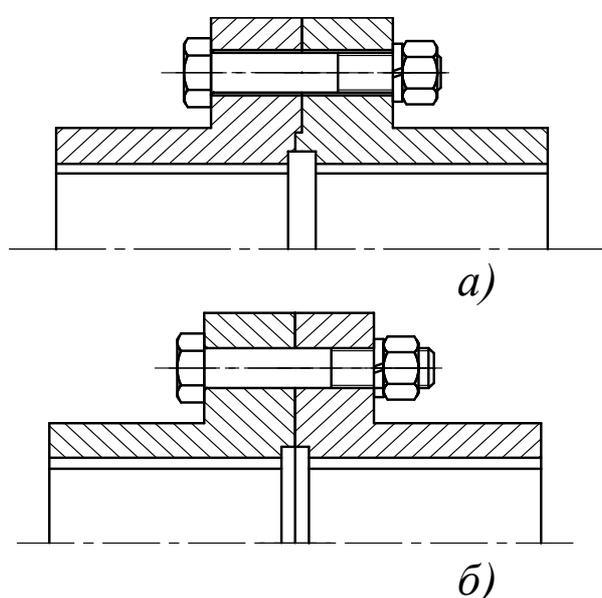


Рисунок 19.3 - Фланцевая муфта

Соотношение между размерами муфт: внешний диаметр $D = (3 \dots 3,5)d$, общая длина $L = (2,5 \dots 4)d$, где d - диаметр вала. Число болтов 4...8. Полумуфты устанавливают на валы с небольшим натяжением. Фланцевые муфты стандартизированы (ГОСТ 20761-80) в диапазоне диаметров вала 12...220 мм и вращающих моментах от 8 до 45 000 Нм.

В тяжелогруженных машинах фланцы приваривают к валу или выполняют их за одно целое с валом.

При установке болтов с зазором их рассчитывают по силе затяжки $F_{зат}$, необходимой для передачи вращающего момента T (Нм) силами трения на поверхности контакта фланцев:

однако они более сложны в изготовлении. При установке болтов с зазором муфты изготавливают с центрирующими поясками.

Фланцевые муфты, как правило, применяют с ограждениями, которые необходимы по действующим нормам техники безопасности.

Материал полумуфт - стали 40 и 35Л. Допускается применение прочных марок чугуна, начиная с СЧ 30 и выше.

$$T = \frac{F_{зам} \cdot f \cdot d_{cp} \cdot z}{2S},$$

откуда:

$$F_{зам} = \frac{2 \cdot T \cdot S}{d_{cp} \cdot z \cdot f},$$

где $F_{зам}$ - сила затяжки одного болта; $S = 1,2 \dots 1,5$ - коэффициент запаса сцепления; d_{cp} - средний диаметр кольцевой поверхности трения, приблизительно равняется диаметру окружности расположения болтов; z - число болтов; f - коэффициент трения, обычно равный $0,15 \dots 0,2$.

При установке болтов под развертку расчет обычно ведут в предположении, что весь момент воспринимается болтами, которые работают на срез. Тогда сила, которая стремится срезать один болт равна:

$$F_{cp} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot d_{cp}}.$$

Продольно-свертные муфты состоят из двух полумуфт, разделенных по плоскости, проходящей через оси валов, которые соединяются болтами. Продольно-свертные муфты в настоящее время применяются очень редко.

Компенсирющие муфты жесткие.

Для соединения валов с неточно соединенными осями применяют компенсирующие муфты, которые компенсируют небольшие радиальные, осевые, угловые или комбинированные смещения.

Компенсирющая зубчатая муфта (рис. 19.4) является самоустанавливающейся универсальной муфтой, имеет небольшие габаритные размеры, массу и большую нагрузочную способность. Она состоит из двух полумуфт 1 и 2 с внешними зубьями и разъемной обоймой 3 (с двумя рядами внутренних зубьев). Полумуфты насаждаются на концы валов, которые соединяются, которые могут быть цилиндрическими или коническими. Зубья полумуфт и обоймы имеют эвольвентный профиль.

Зубчатая муфта (ГОСТ 5006-94) компенсирует любые взаимные сдвиги валов - осевые, радиальные до $6,5 \text{ мм}$ и углу до $1^\circ 30'$. Это возможно потому, что

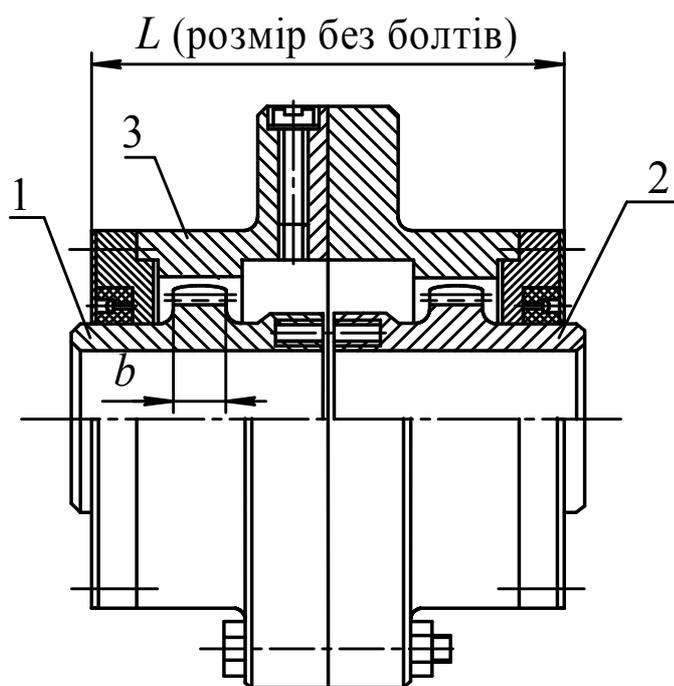


Рисунок 19.4 – Муфта зубчата

вращающимся моментом 4000 Н·м, диаметрами посадочных отверстий во втулках 50 мм: Муфта 1-4000-50 ГОСТ 5006-94.

Для точного расчета на прочность элементов зубчатых муфт необходимо знать величину зазоров между зубьями при перекосе осей полумуфт и обоймы. В связи с трудоемкостью их определения выполняется условный расчет. При этом будем считать, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья касаются по всей длине и высоте. Тогда напряжение при деформации смятия определяются по формуле

$$\sigma_{зм} = \frac{T_p}{0,9 m^2 z^2 b} \leq [\sigma]_{зм},$$

где T_p – расчетный момент, Н·мм;

m – модуль зацепления, мм;

z – количество зубьев полумуфты;

b – длина зуба, мм;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимое напряжение смятия, МПа. Для стандартных муфт

$$[\sigma]_{зм} = 12 \dots 15 \text{ МПа}.$$

зубчатое зацепление ее выполнено с боковыми зазорами и с возможностью свободного осевого взаимного сдвига, а зубья полумуфт изготавливают бочкообразными со сферической поверхностью выступов.

Для снижения потерь на трение и увеличение долговечности зубьев муфта заполняется смазочным маслом

Пример условного обозначения муфты типа 1 (с цилиндрическими отверстиями для коротких валов) с номинальным (самым большим)

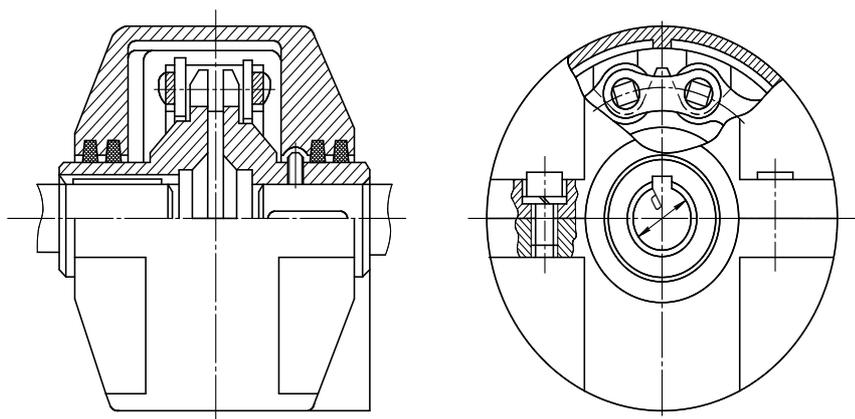


Рисунок 19.5 – Муфта ланцюгова

В цепных компенсирующих муфтах (ГОСТ 20742 – 93) в качестве соединительного элемента применяют однорядные роликовые цепи по ГОСТ 13568-75. Общий вид цепной муфты показан на рис. 19.5.

Преимущество цепных муфт в том, что при монтаже и демонтаже не нужно осевого сдвига узлов. Из-за наличия зазоров в шарнирах цепи и в соединении ее со звездочкой эти муфты не применяются в реверсивных приводах, а также в приводах с большими динамическими нагрузками.

За счет выбора зазоров допускают перекося валов до 1° и радиальные сдвиги, которые зависят от переданного момента.

Пример условного обозначения цепной муфты, которая передает номинальный вращающийся момент $[T] = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, с диаметром посадочного отверстия полумуфт $d = 56 \text{ мм}$ и с цилиндрической расточкой: Муфта цепная 1000-56-1 ГОСТ 20742 – 93.

Проверочный расчет (в случае необходимости) проводят только на надежность цепи.

Компенсирующие муфты упругие.

Муфты упругие предназначены для смягчения толчков и ударов, защиты от крутильных колебаний, компенсации сдвигов валов.

Муфты упругие конструктивно могут быть выполнены с неметаллическими (резиновыми) и металлическими (пружинными) упругими элементами. Самое большое распространение получили упругие муфты с неметаллическими упругими элементами, благодаря сравнительно простой конструкции и дешевизне изготовления.

На рис. 19.6 показанная упругая втулочно-пальцевая муфта типа

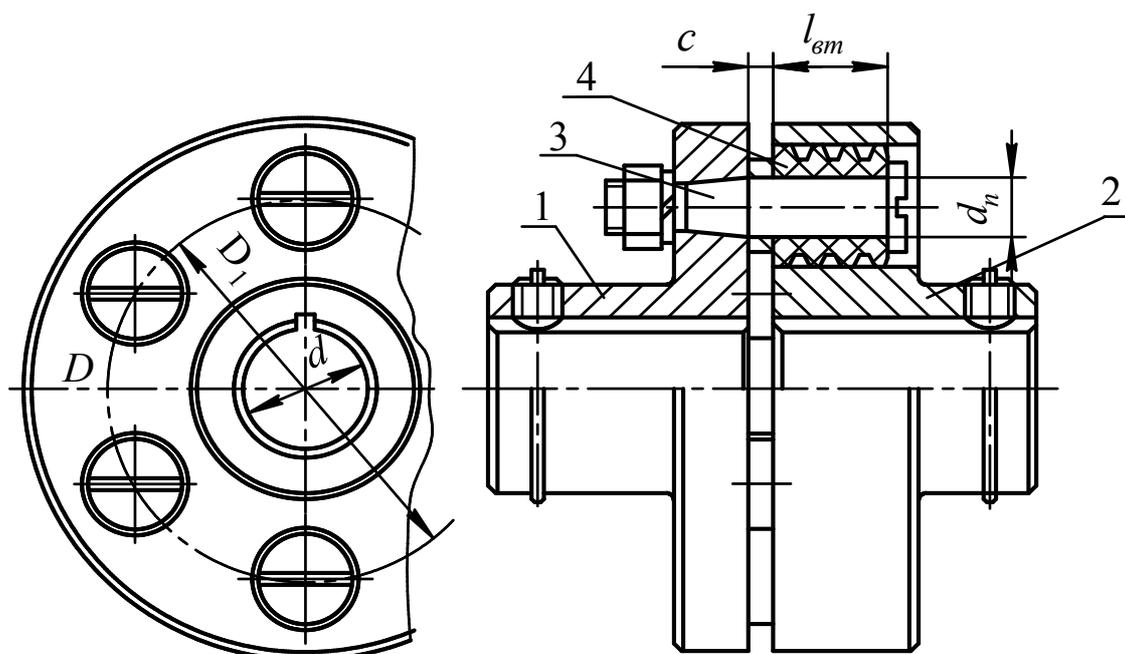


Рисунок 19.6 – Муфта упругая втулочно-пальцевая

МУВП. Размеры ее в зависимости от расчетного момента установлены ГОСТ 21424 – 93.

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2. В фланце полумуфты 1 крепятся пальцы 3 с насаженными на них упругими втулками 4. Упругие втулки входят в отверстия полумуфты 2. Полумуфты изготовляют из чугуна СЧ 20 или стали марки 35, пальцы – из стали не ниже марки 45, втулки - из специальной резины.

Отверстия в полумуфтах для посадки на валы могут быть цилиндрическими, или коническими. Допускается перекося валов до 1° , радиальный сдвиг до 0,6 мм.

Условно считая, что нагрузки равномерно распределяется между пальцами и по их длине, выполняют проверочный расчет пальцев на изгиб, а упругих втулок на смятие по формулам

$$\sigma_{32} = \frac{F(c + 0,5l_{эм})}{z \cdot 0,1 d_n^3} = \frac{2T_p(c + 0,5l_{эм})}{D_1 z \cdot 0,1 d_n^3} \leq [\sigma]_{32};$$

$$\sigma_{3м} = \frac{2T_p}{D_1 z l_{эм} d_n} \leq [\sigma]_{3м},$$

где T_p – расчетный момент, $H \cdot мм$;

D_1 – диаметр окружности расположения центров пальцев, $мм$;

c – толщина распорной втулки, $мм$;

$l_{эм}$ – длина упругой втулки, $мм$;

d_n – диаметр пальцев, $мм$;

z – количество пальцев;

$[\sigma]_{3z} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_T$ – допустимые напряжения при изгибе пальцев;

$[\sigma]_{3м} = 2 \text{ МПа}$ – допустимые напряжения смятия материала упругой втулки.

Пример условного обозначения муфты с $[T] = 250 \text{ Н} \cdot м$, $d = 40 \text{ мм}$:

Муфта упругая втулочно - пальцевая 250 – 40 ГОСТ 21424 – 93.

Муфты управляемые (сцепляющиеся)

Управляемые муфты позволяют соединять и разъединять валы, элементы передач с валами, менять скорости обращения валов. Различают муфты, которые передают вращающийся момент при зацеплении зубьев (кулачков), или с помощью сил трения.

Муфта кулачковая сцепляющаяся (рис. 19.7) Равно как и зубчатые, эти муфты следует включать в недвижимом состоянии, или при малом различии угловых скоростей деталей, которые соединяются.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт 1 и 2 (одна из которых может выполняться вместе с деталью, которая передает вращение) с кулачками

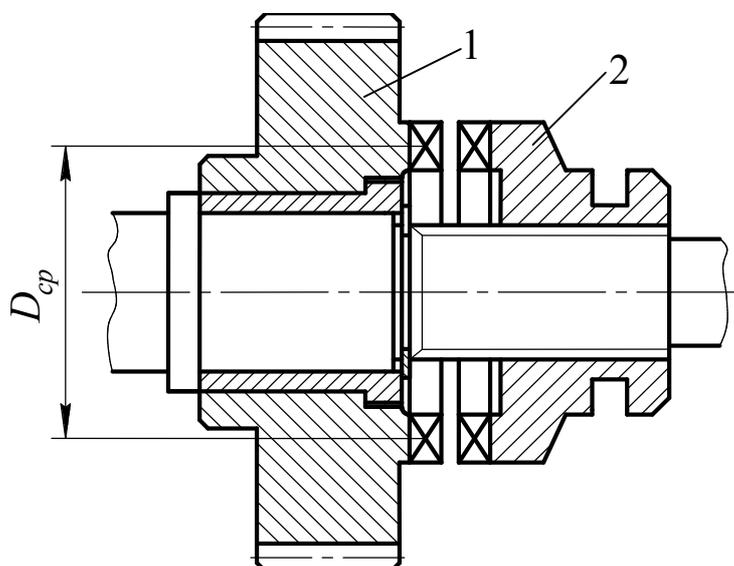


Рисунок 19.7 – Муфта кулачковая сцепная

(выступлениями) на торцах. Кулачки могут иметь прямоугольную, трапециевидальную и треугольную форму.

Треугольные кулачки применяются при малых угловых скоростях, небольшой нагрузке; прямоугольные – при больших нагрузках, но при малом различии угловых скоростей. Наиболее рациональная форма кулачков – трапециевидальная.

Поверхность кулачков обычно имеет твердость $H = 56 \dots 62$ HRC при довольно вязкой сердцевине. В этом случае применяются малоуглеродистые марки сталей 20, 15X, 20X, которые подлежат цементации. При изготовлении полумуфт со стали марок 40X, 40XH необходимая твердость достигается закалкой.

Расчет кулачковых муфт состоит в проверке прочности их кулачков на смятие по формуле

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_p k}{D_{cp} \cdot z \cdot h \cdot a} \leq [\sigma]_{зм},$$

где T_p – расчетный момент, $H \cdot мм$;

$k = 2 \dots 3$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кулачками, который зависит от точности их изготовления;

D_{cp} – диаметр средней окружности кулачков, $мм$;

z – количество кулачков муфты;

h – высота кулачка (при кулачках переменной высоты – средняя), $мм$;

a – ширина кулачка, $мм$;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимые напряжения при смятии кулачков, $МПа$;

Рекомендуется принимать допустимые напряжения при смятии:

$[\sigma]_{зм} = 90 \dots 120$ МПа – включение без относительного вращения;

$[\sigma]_{зм} = 50 \dots 70$ МПа – включение на тихом ходу;

$[\sigma]_{зм} = 35 \dots 45$ МПа – включение на повышенных скоростях.

Муфты фрикционные. При включении фрикционных муфт вращающийся момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверх-

ности трения. Это позволяет включать механизм на ходу и под нагрузкой. Широкое применение нашли конусные и многодисковые фрикционные муфты.

Конусные муфты применяются для передачи небольших вращающихся моментов в тихоходных передачах. Они состоят из двух полумуфт 1 и 2 с конусами, которые входят один во второй. Полумуфты изготавливаются из чугуна или стали. Для увеличения момента трения рабочие поверхности конусов иногда покрывают материалом с высоким коэффициентом трения.

Многодисковые пластинчатые муфты состояются с двух полумуфт 1 и 2, дисков внутренних 3, дисков внешних 4, нажимного диска 5, нажимного рычага 6.

Переданный муфтой момент увеличивается пропорционально увеличению числа поверхностей трения.

Дисковые фрикционные муфты могут быть встроены в маховики, зубчатые колеса, шкивы и другие детали. Корпуса полумуфт изготавливают из чугунов разных марок и стального литья, фрикционные диски – с постоянными марки 65Г2 толщиной 0,2...2, 5 мм. Диски могут быть с фрикционным покрытием и без покрытия. Диски без покрытия подвергаются термообработке ($H = 40...45$ HRC), нажимной диск выполняется из стали марки 45, твердость $H = 45...50$ HRC.

Муфты самоуправляемые.

Самоуправляемые муфты автоматически соединяют, или разъединяют валы в случаях, когда параметры работы машины недопустимы за теми или другими показателями. Наиболее широкое применение в этом случае нашли предохранительные муфты.

Предохранительные муфты автоматически разъединяют передачи при достижении вращающегося момента определенной величины и, таким образом, предотвращают приводы от выхода из строя.

Муфты с элементами, которые разрушаются, отличаются компактностью и высокой точностью срабатывания и состояются с двух стальных (обычно сталь 40Х, $H = 38...50$ HRC), запрессованных в корпусе полумуфт, втулок и срезных штифтов.

Лекция 20. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовыми соединениями называются соединения деталей с помощью резьбы или крепежных деталей с резьбовыми поверхностями - винтов, болтов, шпилек, гаек.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы.

В настоящее время используют следующие методы изготовления резьбы:

1. **Нарезкой вручную** метчиками (плашками). Его применяют в индивидуальном производстве и ремонтных работах.
2. **Нарезкой на токарно-винторезных станках.**
3. **Методом фрезерования на специальных резьбофрезерных станках.** Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности (ходовые и грузовые винты).
4. **Методом накатки на специальных резьбонакатных станках-автоматах.** Этим высокопроизводительным и дешевым методом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных изделий.
5. **Методом отливки.** Этим методом изготавливают резьбы на литых деталях из чугуна, стекла, пластмассы, металлокерамики.
6. **Методом выдавливания.** С помощью этого метода изготавливают резьбу на тонкостенных давленных и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т.д.

Классификация резьб

1. **По форме профиля резьбы** разделяют на треугольную, прямоугольную, трапецеидальную, круглую.
2. **По направлению винтовой линии** различают правую и левую резьбу. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Наиболее распространенной является правая резьба. Левую применяют только в специальных случаях.

3. По числу заходов резьбы делят на **однозаходную, двухзаходную и т.д.** Наиболее распространенной является однозаходная резьба. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяют преимущественно в винтовых механизмах.

4. По форме основной поверхности различают на цилиндрическую и коническую резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническая резьба применяется для плотного соединения труб, штуцеров, пробок и т.д.

5. По назначению резьбы разделяются на **крепежные и ходовые.**

В качестве крепежной резьбы применяют:

1. Метрическую резьбу - резьба получила свое название, так как все размеры её измеряются в миллиметрах (в отличие от дюймовой). Является основной треугольной резьбой, применяемой в России (рис. 20.1). Она характеризуется углом профиля $\alpha=60^\circ$, притуплением вершин профиля резьбы винта по прямой на

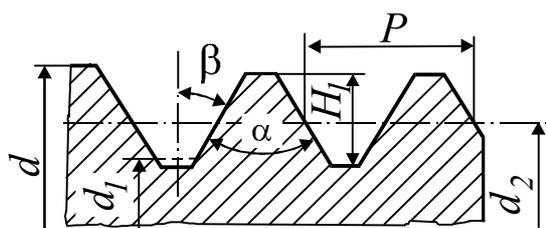


Рисунок 20.1 – Резьба метрическая

расстояние $H/8$ и вершин профиля резьбы гайки на расстояние $H/4$ от вершин теоретического профиля. Профиль впадин у винта может иметь притупление или закругление радиусом $r=H/6 \approx 0,144P$. Высота исходного

треугольника теоретического профиля $H = \frac{P}{2} \operatorname{ctg} 30^\circ \approx 0,866P$. Метрическую

резьбу разделяют на резьбу с крупным и мелким шагом. Основная резьба с крупным шагом. Статическая несущая способность этой резьбы выше и меньше влияние ошибок изготовления и износа на прочность.

2. Трубную резьбу - для герметического соединения труб (рис 20.2). На

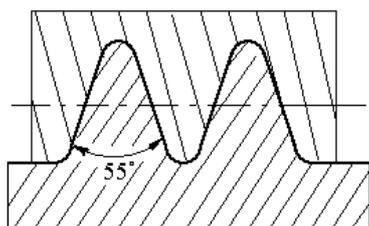


Рисунок 20.2 – Резьба трубная

тонкой стенке трубы невозможно нарезать крупную метрическую резьбу без резкого уменьшения прочности трубы. Поэтому трубная резьба имеет мелкий шаг. В международном стандарте для требуемой резьбы сохранено дюймовое

измерение. За номинальный диаметр трубной резьбы принят внутренний диаметр трубы. Наружный диаметр резьбы в действительности больше номинального на две толщины стенки. Дюймовая резьба Витворта характеризуется треугольным профилем с закруглением вершин и впадин и углом профиля $\alpha=55^\circ$. В России стандартизована дюймовая резьба в диапазоне диаметров от 3/16" до 4" по типу резьбы Витворта, но с профилем, имеющим не закругления, а притупления по прямым. В трубной дюймовой резьбе выполняются закругления профиля без зазоров для улучшения уплотнения. В дюймовой резьбе вместо шага задается число витков на 1".

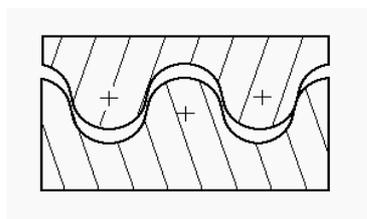


Рис. 20.3 – Резьба круглая

3. Круглую резьбу - для изготовления от-

ливкой на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях, а также накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических деталях.

Профиль круглой силовой резьбы состоит из дуг, связанных короткими участками прямой. Угол профиля 30° (рис 20.3).

В качестве ходовых резьб применяют:

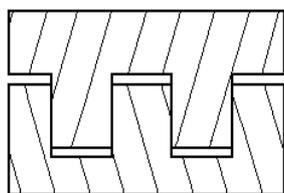


Рис. 20.4 – Резьба прямоугольная

1. Прямоугольную резьбу. В на-

стоящее время не стандартизована (рис 20.4). Имеет неширокое применение, так как нетехнологична. Изготавливают на токарно-винторезных станках.

2. Трапецидальную резьбу с

симметричным и несимметричным профилем. Симметричную резьбу применяют двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Несимметричная резьба

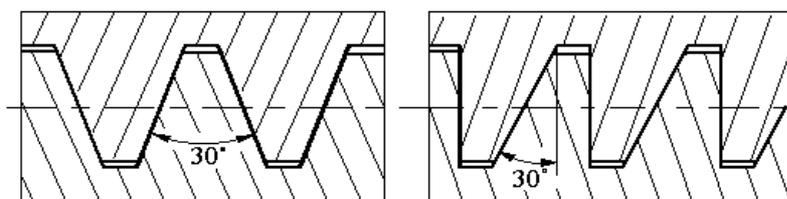


Рис. 20.5 – Резьба трапецидальная

применяется для одностороннего рабочего движения при больших нагрузках и

называется **упорной резьбой** (рис. 20.5). Трапецеидальная резьба имеет угол профиля $\alpha=30^\circ$. Стандартизирована в диапазоне от 8 до 640 мм. Является основной резьбой для передач винт-гайка. В упорной резьбе угол наклона рабочей стороны профиля для повышения КПД выбран достаточно малым - 3° . Угол наклона нерабочей стороны профиля 30° . Усиленные упорные резьбы имеют угол нерабочей стороны профиля 45° .

Геометрические параметры резьбы

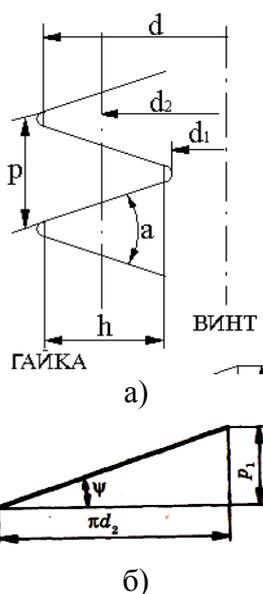


Рис. 20.6 – Геометрические параметры резьбы

Резьба характеризуется следующими основными параметрами, которые рассмотрим на примере метрической резьбы (рис. 20.6 а):

d - наружный диаметр резьбы;

d_1 - внутренний диаметр резьбы;

d_2 - средний диаметр резьбы, где ширина витка равна ширине впадины;

$h=0,54P$ – рабочая высота профиля,

где P - шаг резьбы.

Сделаем развертку витка резьбы на плоскость (рис. 20.6 б).

$$\text{Ход резьбы } p_1 = pn, \text{ а } \operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{\pi d_2},$$

где n - число заходов витка резьбы; ψ - угол подъема витка резьбы.

Основные типы крепежных деталей

Для соединения деталей можно применять болты, винты и шпильки.

Основным преимуществом болтового соединения является то, что оно не требует нарезания резьбы в соединяемых деталях.

Это особенно важно в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы. Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда по конструкции соединения постановка болта нерациональна.

Специальные способы стопорения резьбовых соединений. Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии. Предохранение от

самоотвинчивания важно для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе. Во избежание самоотвинчивания гаек, винтов применяют особые устройства, называемые гаечными замками. На рисунке 20.7 показаны некоторые конструкции гаечных замков с помощью шайб. При установке контргайки 2 (рис. 20.7 а) создается дополнительное натяжение и трение в резьбе. Самоотвинчивание гайки 1 затрудняется. При установке шплинта (рис. 20.7 б, в) или при обвязке группы болтов проволокой (рис. 20.7 г) гайка жестко соединяется со стержнем болта (шпильки). Иногда гайки жестко соединяют с деталью с помощью планки (рис. 20.7 д) и т. д.

Конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотвинчивания.

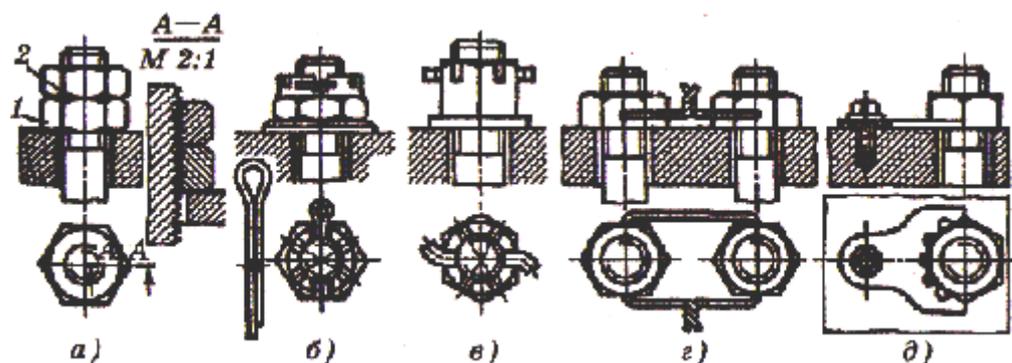


Рисунок 20.7 – Стопорение фиксирующими деталями

Соотношения между силами и моментом завинчивания в резьбовом соединении.

При рассмотрении сил в винтовой паре удобно резьбу развернуть по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменить ползуном (рис. 20.8 а). Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила наклонена к нормали n под углом трения φ . В результате разложения силы получаем

$$F_t = Ftg(\psi + \varphi),$$

где F_t – движущая окружная сила; F – осевая сила на винте; ψ – угол подъема винтовой линии резьбы.

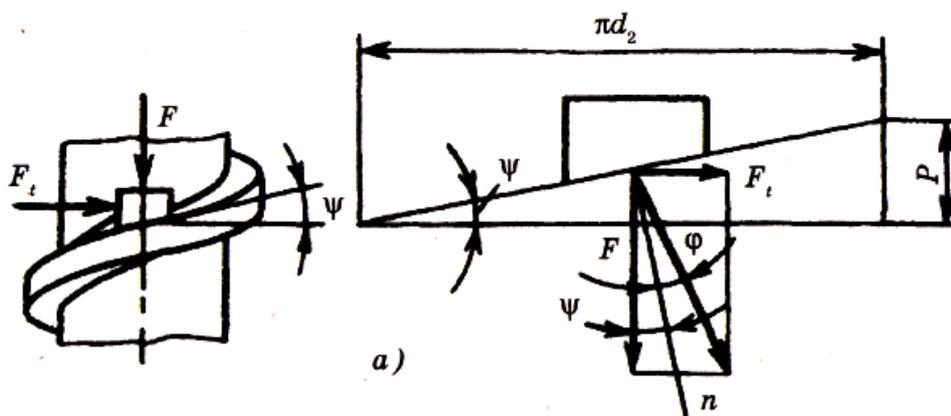


Рисунок 20.8 – Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Момент завинчивания гайки или винта с головкой

$$T_{зав} = T_p + T_T,$$

где T_p – момент в резьбе; T_T – момент трения на торце гайки или головки винта. Момент в резьбе

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \psi).$$

Опорную поверхность гайки и головки принимают кольцевой с наружным диаметром, равным размеру под ключ D_1 и внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под винт d_0 .

Момент трения на торце гайки или головки

$$T_T = \frac{F f_T d_{cp}}{2},$$

где $d_{cp} = \frac{(D_1 + d_0)}{2}$; f_T – коэффициент трения на торце гайки.

Эта удобная для расчета зависимость основана на предположении, что давление на торце гайки увеличивается с уменьшением радиуса. Увеличение давления связано с упругим деформированием тела гайки и уменьшенными путями трения на малых радиусах при завинчивании и отвинчивании.

Момент на торце гайки или головки винта составляет около 50% всего момента затяжки.

Подставив полученные выражения T_p и T_m в формулу для момента за-
винчивания, получим окончательно

$$T_{зав} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi_2) + f_{cp} \frac{d_{cp}}{d_2} \right].$$

При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют на-
правление на противоположное. При этом получим $F_t = F \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$.

Момент отвинчивания с учетом трения на торце гайки, по аналогии с
моментом завинчивания будет иметь вид

$$T_{омв} = F \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi_2) + f_{cp} \frac{d_{cp}}{d_2} \right].$$

Полученные зависимости позволяют отметить:

По этой зависимости можно подсчитать отношение осевой силы винта
 F к силе F_k , приложенной на ручке ключа, $\frac{F}{F_k}$, которое дает выигрыш в силе.

Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа

$$l \approx 15d \text{ и } f = 0,15; \frac{F}{F_k} = 70-80.$$

Стержень винта не только растягивается силой F , но и закручивается
моментом T_p .

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{омв} > 0$. Рассмат-
ривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки,
получим $\operatorname{tg}(\varphi_1 - \psi) > 0$ или

$$\psi < \varphi_1.$$

Для крепежных резьб значение угла подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' -$
 $3^\circ 30'$, а угол трения φ изменяется в пределах 6° (при $f \approx 0,1$) – 16° (при
 $f \approx 0,3$). Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие. Резьбы
для ходовых винтов выполняют как самотормозящие, так и несмотормозя-
щие.

Приведенные выше значения коэффициента трения, свидетельствующие о существенных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При динамических и вибрационных нагрузках вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения коэффициент трения существенно снижается и условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание во избежание которого применяют специальные стопорные устройства.

Распределение осевой нагрузки виткам резьбы. При нагружении осевая сила распределяется между витками неравномерно. Неравномерность распределения сил по виткам усугубляется тем, что витки на наиболее растянутой части винта сопрягаются с витками, расположенными в наиболее сжатой части гайки. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Распределение сил между витками резьбы, полученное Н.Е. Жуковским для гайки с десятью витками, показано на рисунке 20.9.

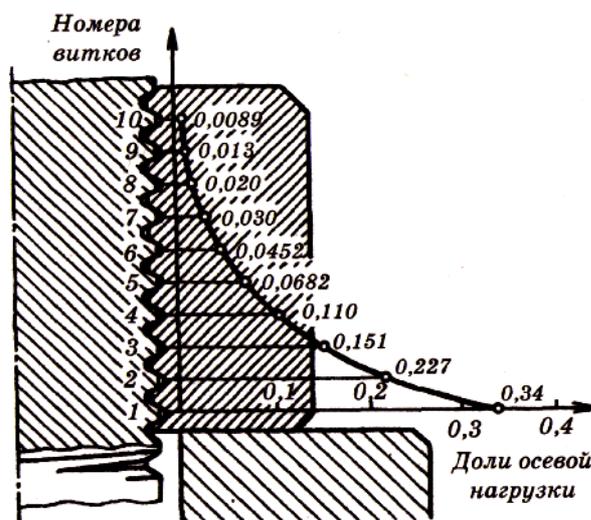


Рисунок 20.9 – Распределение осевой силы согласно Н.Е. Жуковскому

На первый, наиболее нагруженный, виток приходится около $1/3$ общей силы на винт, а на десятый виток – менее $1/100$ общей силы. Деформации в резьбе, связанные с погрешностями профиля, контактные деформации несколько снижают нагрузку на первый виток резьбы. При такой большой неравномерности распределения осевой силы по виткам большое увеличение вы-

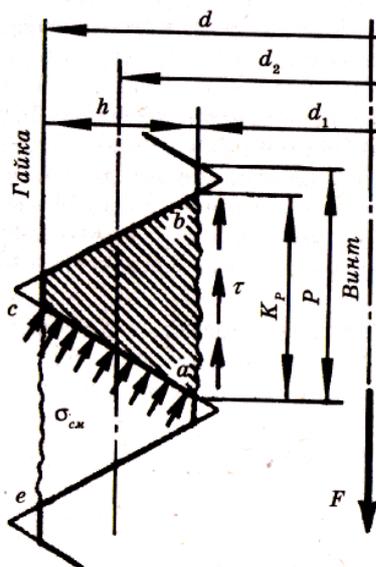
соты гайки оказываются бесполезным в связи с опасностью последовательного разрушения витков.

Виды повреждений резьбовых соединений:

1. Разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению.
2. Повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб).
3. Разрушение у головки.

Расчет резьбы на прочность

При практических расчетах основными критериями работоспособности для крепежных резьб являются прочность, связанная с напряжениями среза τ , а для ходовых резьб – износостойкость, связанная с напряжениями смятия $\sigma_{см}$ (рис. 20.10).



Условия прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\text{для винта} \quad \tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau],$$

$$\text{для гайки} \quad \tau = \frac{F}{\pi d H K K_m} \leq [\tau],$$

где H - высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь; $K = \frac{ab}{p}$ или $K = \frac{ce}{p}$ -

коэффициент полноты резьбы; K_m -

коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Рисунок 20.10 - Расчетная схема к определению прочности резьбы

Если материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, так как $d_1 < d$.

Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{см}],$$

где $z = \frac{H}{P}$ – число рабочих витков (например, число витков гайки).

Формула – общая для винта и гайки. Коэффициент K_m в этом случае принят равным единице, с учетом приработки ходовых резьб и при условии, что допускаемые напряжения принимают согласно с накопленным опытом эксплуатации.

Высоту гайки и глубину завинчивания определяют из условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение. Так, например, если принять в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и срез и учитывая, что $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$, условие прочности будет иметь вид

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} = 0,6\sigma_T = \frac{0,6\sigma_T}{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right)d_1^2\right]},$$

откуда при $K = 0,87$ и $K_m = 0,6$ получаем

$$H = 0,8 d_1,$$

где $\frac{F}{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right)d_1^2\right]}$ – напряжение растяжения в стержне винта, рассчитанное

приблизительно по внутреннему диаметру резьбы d_t .

Поэтому высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают

$$H = 0,8 d.$$

Кроме нормальных, стандартом предусмотрены высокие ($H = 1,2d$) и низкие ($H = 0,5d$) гайки.

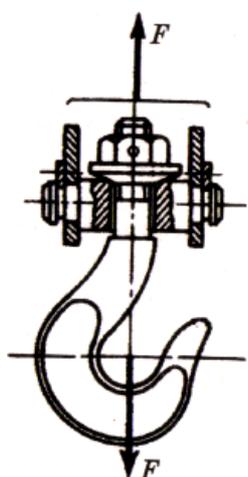
Прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта, так как $d > d_1$.

Таким же образом устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные детали глубина завинчивания $H_1 = d$, в чугунные и алюминиевые $H_2 \approx 1,5d$.

Для стандартных высот гаек (за исключением низких) и глубин нет необходимости расчета на прочность резьбы стандартных крепежных деталей.

Расчет резьбовых соединений при различных случаях нагружения

Стержень винта нагружен только растягивающей силой. Этот случай встречается редко. Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза (рис. 20.11). Опасным бывает сечение, ослабленное резьбой. Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 из условия прочности на растяжение, которое имеет вид:



откуда

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma],$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}},$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение для винта (болта);

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]},$$

где σ_T – предел текучести материала болта; $[n_T]$ – требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности.

Рисунок 20.11 – Грузовой крюк под нагрузкой

Для болтов из углеродистой стали принимают $[n_T] = 1,5 - 3$. Большие значения коэффициента запаса $[n_T]$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки F или для конструкций повышенной ответственности.

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Примером служат болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 20.12). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{зат}$, воз-

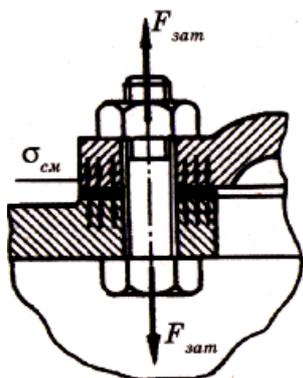


Рисунок 20.12 –
Соединение под дейст-
вием усилия затяжки

никающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил в резьбе T_p . Напряжение растяжения от силы $F_{зам}$

$$\sigma = \frac{F_{зам}}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d_1^2 \right]}$$

Напряжение кручения от момента T_p

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0.5 F_{зам} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0.2 d_1^3}$$

Требуемое значение силы затяжки определяют следующим образом:

$$F_{зам} = A \sigma_{см},$$

где A – площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт, $\sigma_{см}$ – напряжения смятия в стыке деталей, значение которого выбирают по условиям герметичности.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{эс} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Практические вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб $\sigma_{эс} \approx 1,3\sigma$.

Это позволяет рассчитывать болты на прочность по следующей упрощенной формуле:

$$\sigma_{эс} = \frac{1,3 F_{зам}}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d_1^2 \right]} \leq [\sigma],$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 F_{зам} 4}{\pi [\sigma]}}$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения на растяжение для винта (болта).

Практикой установлено, что болты с резьбой, меньше М10, можно повредить при недостаточно квалифицированной затяжке. Поэтому в силовых соединениях не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых производствах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют при затяжке момент, больше установленного.

Болтовое соединение нагружено силами в плоскости стыка. Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть собрана по двум вариантам.

Болт поставлен с зазором (рис. 20.13). В этом случае болт ставится с зазором в отверстие деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения F , которые препятствуют относительно их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают по силе затяжки F . Рассматривая равновесие детали 2, получим условие отсутствия сдвига деталей

$$F \leq iF_{mp} = iF_{зам}f, \text{ или } F_{зам} = \frac{KF}{if},$$

где i – число плоскостей стыка деталей (на рисунке 20.13 – $i = 2$; при соединении только двух деталей $i = 1$); f – коэффициент трения в стыке ($f = 0,15 - 0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); K – коэффициент запаса по сдвигу деталей ($K = 1,3 - 1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8 - 2$ при переменной нагрузке).

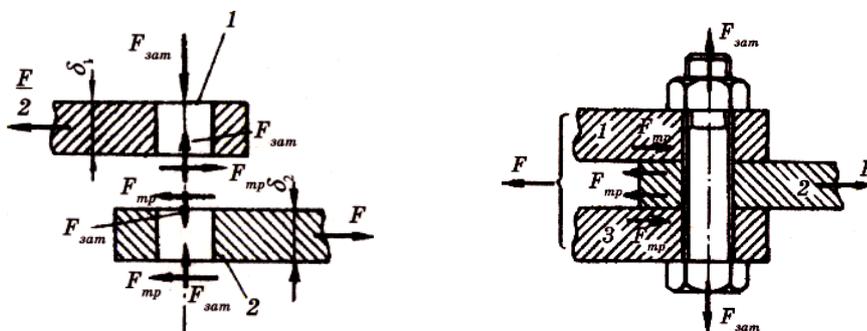


Рисунок 20.13 – Болт поставлен с зазором

Как известно при затяжке болт работает на растяжение и кручение поэтому прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению. Так как внешняя нагрузка не передается на болт, его рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса.

Болт поставлен без зазора (рис. 20.14). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. При расчете прочности данного соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не контролируется. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза будет иметь вид:

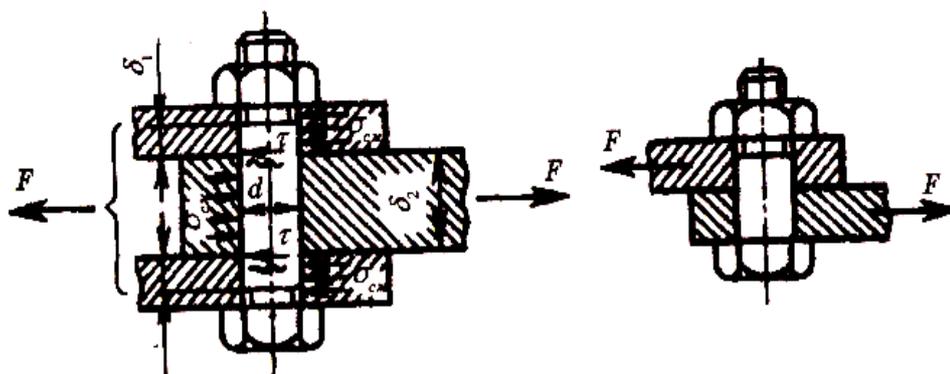


Рисунок 20.14 – Болт поставлен без зазора

$$\tau = \frac{F}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d^2 i \right]} \leq [\tau],$$

где i – число плоскостей среза (на рисунке 20.14, а $i = 2$; при соединении только двух деталей – рис. 20.14 б $i = 1$); $[\tau]$ – допускаемое напряжение на срез для стержня болта:

$$[\tau] = (0,2 - 0,3) \sigma_{\tau}.$$

Диаметр стержня болта d определяют из условия прочности на срез формула:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau]}}$$

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали (рис. 20.15) трудно установить точно. Это зависит от точности размеров и форм деталей соединения. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений (рис. 20.15 а) заменяют условной с равномерным распределением напряжений (рис. 20.15 б).

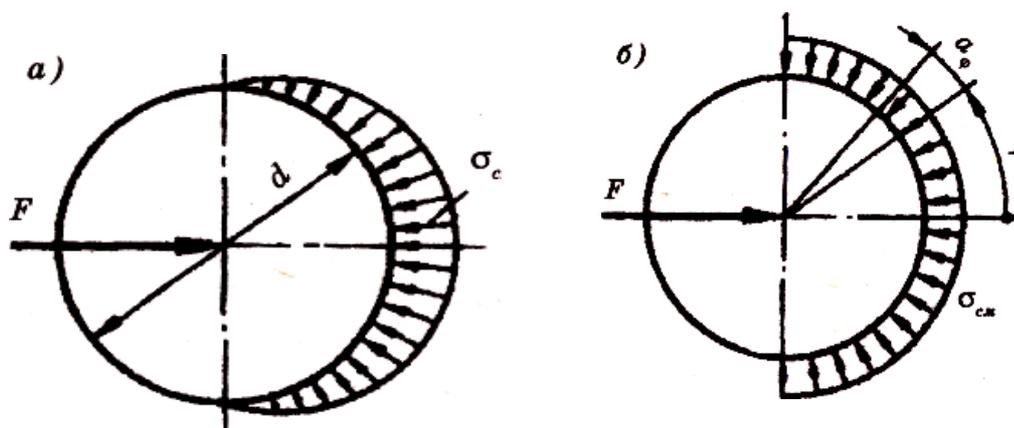


Рисунок 20.15 – Распределение напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали

Для средней детали (и при соединении только двух деталей)

$$F = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sigma_{ck} \delta_2 0.5d \cos \varphi d\varphi = \sigma_{cm} \delta_2 d$$

$$\text{или } \sigma_{cm} = \frac{F}{d\delta_3} \leq [\sigma_{cm}]$$

для крайних деталей

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{2d\delta_3} \leq [\sigma_{cm}].$$

Формулы справедливы для болта и деталей. Из двух значений $[\sigma_{cm}]$ в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Срав-

нивая варианты постановки болтов с зазором и без зазора, следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$, $K = 1,5$ и $i = 1$, получим $F_{зам} = 7,5F$. Следовательно, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раз превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие неустойчивости коэффициент трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

Расчет групповых болтовых соединений сводится к определению наиболее нагруженного болта и оценке его прочности.

Нагрузка действует в плоскости стыка. Примером может служить крепление кронштейна (рис. 20.16). При расчете силу F заменяем такой же силой, приложенной в центре тяжести сечения всех болтов и моментом $T = Fl$. Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн. Нагрузка от силы F распределяется между болтами равномерно:

$$F_F = \frac{F}{z}.$$

Нагрузки от момента (реакции $F_{T1}, F_{T2}, \dots, F_{Tz}$) распределяются по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна. Деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра тяжести сечения всех болтов, который считается центром поворота. Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам r_1, r_2, \dots, r_z . Наиболее нагруженным будет тот болт, который максимально удален от оси поворота. Составим условие равновесия:

$$T = \sum_{i=1}^z F_{Ti} r_i,$$

где $\frac{F_{T\max}}{F_{Ti}} = \frac{r_{\max}}{r_i}$ и откуда $F_{Ti} = \frac{F_{T\max} r_i}{r_{\max}}$.

Следовательно:

$$T = \sum_{i=1}^z \frac{F_{T\max} r_i^2}{r_{\max}} = \frac{F_{T\max}}{r_{\max}} \sum_{i=1}^z r_i^2.$$

Тогда можно определить максимальную нагрузку от момента T

$$F_{T\max} = \frac{T_{r\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}$$

Суммарная нагрузка на каждый болт равна геометрической сумме соответствующих сил F_F и F_{Ti} .

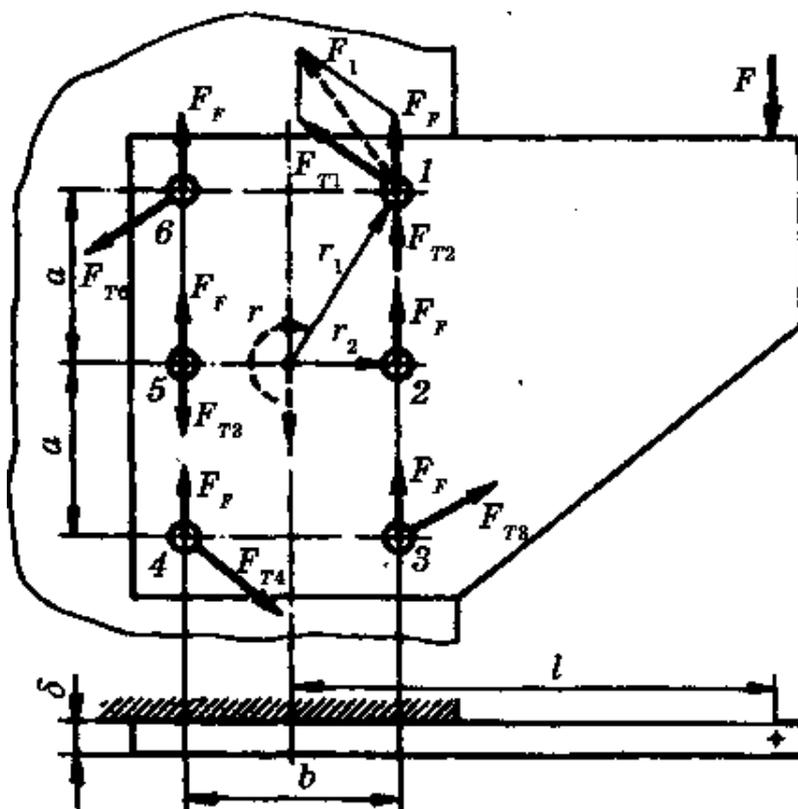


Рисунок 20.16 – Групповое болтовое соединение нагруженное в плоскости стыка

За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Сравнивая значения и направление реакций, можно сделать вывод, что для соединения, показанного на рисунке 20.16 наиболее нагруженными болтами являются 1-й и 3-й (реакции F_F и F_T близки по направлению).

В данной конструкции соединения болты могут быть поставлены без зазора или с зазором.

Болт поставлен без зазора. Нагрузка воспринимается непосредственно болтами, поэтому наиболее нагруженный болт рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

Болт поставлен с зазором. Отсутствие сдвига обеспечивается силами трения в стыке, которые образуются в результате предварительной затяжки. По найденной максимальной суммарной силе F_1 определяют усилие затяжки наиболее нагруженного болта. Этим усилием затягивают все болты, а расчет выполняют на растяжение. Необходимая затяжка болтов

$$F_{зат} = \frac{KF_{max}}{f},$$

где $K = 1,3 - 2$ – коэффициент запаса затяжки; $F_{max} = F_1$ – сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт; f – коэффициент трения в стыке деталей (для сухих чугунных и стальных поверхностей $f = 0,15 - 0,2$).

Лекция 21. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Общие сведения о сварных соединениях

Сварные соединения – это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева в зоне соединения деталей до расплавленного состояния (сварка плавлением электродуговая, электрошлаковая и др.) или до тестообразного состояния, но с применением механической силы (контактная сварка). Сварные соединения лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Достоинства:

1. Невысокая стоимость соединения благодаря малой трудоемкости процесса сварки и простоты конструкции сварного шва.
2. Соединение деталей может выполняться встык без накладок.
3. Герметичность и плотность соединения.
4. Возможность автоматизации процесса сварки.
5. Возможность сварки толстых профилей.

Недостатки:

1. Прочность сварного соединения зависит от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.
2. Коробление деталей из-за неравномерного нагрева в процессе сварки.
3. Недостаточная надежность при значительных вибрационных и ударных нагрузках. По мере совершенствования процесса сварки этот недостаток проявляется в меньшей степени.

Применение сварных соединений. В современном машиностроении, в строительных конструкциях и в других отраслях промышленности сварные соединения постепенно вытесняют заклепочные соединения. В настоящее время

сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтном деле. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса, коленчатые валы и другие детали.

Конструктивные разновидности сварных соединений и типы швов

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие конструктивные разновидности сварных соединений:

1. **Стыковые соединения.** Эти соединения просты и совершенны. На рисунке 21.1 показаны различные варианты стыковых швов, выполняемых ручной электродуговой сваркой при различной толщине соединяемых элементов.

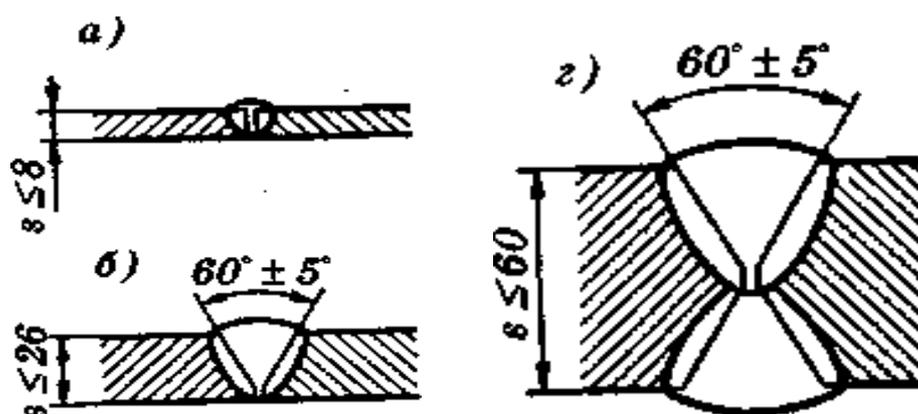


Рисунок 21.1 – Стыковые швы: *a* – односторонний без скоса кромок; *б* – односторонний со скосом кромок; *в* – двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки; *г* – двусторонний с двумя симметричными скосами кромок

При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла, поэтому толщину свариваемых деталей без обработки кромок увеличивают примерно в два раза по сравнению с ручной, а при обработке кромок угол их скоса уменьшают. Выпуклость стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений, поэтому в ответственных соединениях ее удаляют механическим способом. Соединения встык наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных вибрационными нагрузками.

2. **Нахлестные соединения.** Эти соединения выполняют угловыми швами, которые могут иметь различную форму сечения:

а) нормальные (рис. 21.2 а); их профиль представляет собой равнобедренный треугольник;

б) вогнутые (рис. 21.2 б); их применяют в особо ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогнутость обеспечивает плавный переход шва в основной металл детали, благодаря чему снижается концентрация напряжений. Вогнутый шов повышает стоимость соединения, так как требует глубокого провара и последующей механической обработки для получения вогнутости;

в) выпуклые (рис. 21.2 в); они не рациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений;

г) специальные (рис. 21.2 г); их профиль представляет собой неравнобедренный прямоугольный треугольник. Применяют при переменных нагрузках, так как значительно снижает концентрацию напряжений.

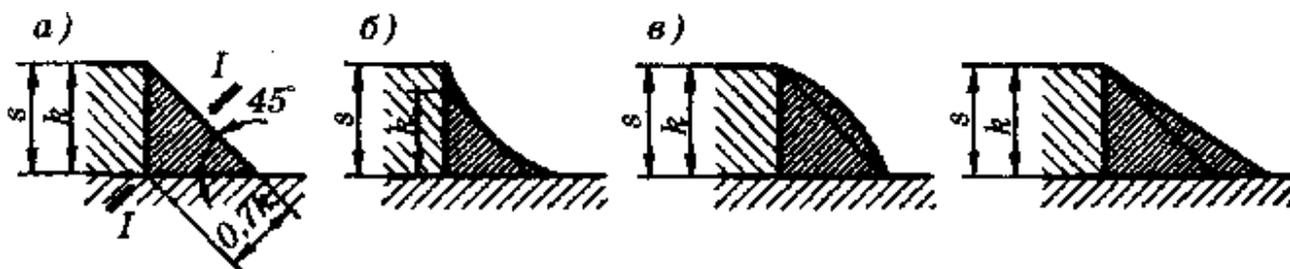


Рисунок 21.2 – Различные формы сечений угловых швов

За катет шва k принимают меньшую сторону вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника (рис. 21.2 г). В большинстве случаев величину k принимают равной толщине s свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

В зависимости от расположения относительно нагрузки угловые швы бывают:

а) лобовые, расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки (рис. 21.3 а);

б) фланговые, расположенные параллельно линии действия нагрузки (рис. 21.3 б);

в) комбинированные, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рис. 21.3 в).

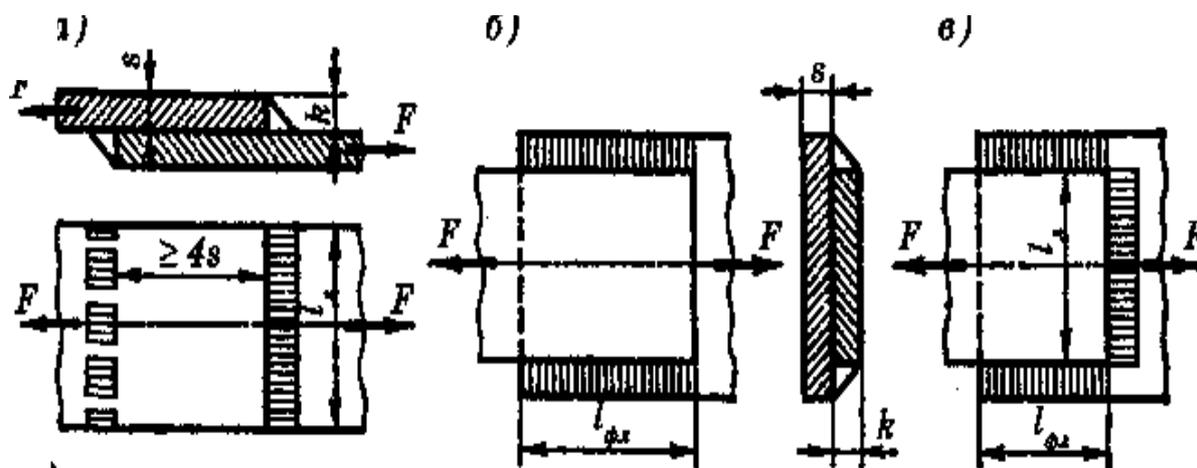


Рисунок 21.3 – Угловые швы соединений внахлест

При соединении внахлест возникает изгибающий момент $M_u = Fs$ (рис. 21.3 а) от внецентренного действия растягивающих сил, что является существенным недостатком этих соединений.

3. **Тавровые соединения.** Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть выполнено угловыми (рис. 21.4 а) или стыковыми (рис. 21.4 б) швами.

4. **Угловые соединения** (рис. 21.4 в, г). Применяются для изготовления тары из листовой стали, ограждений и др. Выполняются угловыми швами. Эти соединения передают малые нагрузки и поэтому не рассчитываются на прочность.

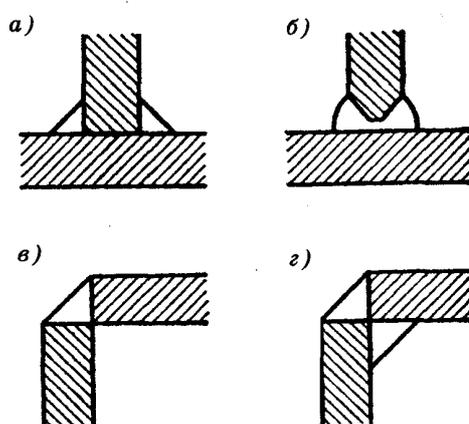


Рисунок 21.4 – Тавровые и угловые соединения

Расчет сварных соединений

Основное требование при проектировании сварных конструкций - обеспечение равнопрочности сварного шва и соединяемых деталей. В соответствии с этим требованием в зависимости от размеров и расположения свариваемых деталей устанавливают соответствующий тип шва данного соединения. Если сварное соединение осуществляется несколькими швами, то их располагают так, чтобы они были нагружены равномерно.

Для угловых швов размер катета шва выбирают в соответствии с толщинами соединяемых деталей – часто равным меньшей из них, а требуемую длину шва определяют из расчета на прочность. Возможно применение и более тонких швов. В ряде случаев целесообразно назначать все размеры шва в соответствии с конструкцией, а затем выполнять проверочный расчет на прочность. Если его результаты оказываются неудовлетворительными, вносят соответствующие изменения в конструкцию и повторяют расчет.

При расчете на прочность стыковых швов утолщение (наплыв металла) не учитывают. В зависимости от работы стыкового шва его соответственно рассчитывают на растяжение (рис. 21.5):

$$\sigma'_p = F / (\delta l) \leq [\sigma'_p] \quad ;$$

на сжатие

$$\sigma'_c = F / (\delta l) \leq [\sigma'_c],$$

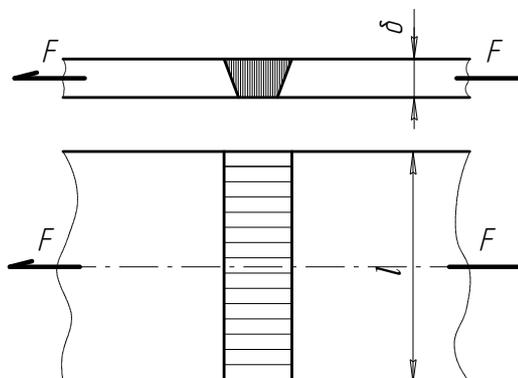


Рисунок 21.5 - Стыковой шов, работающий на растяжение

где σ'_p и σ'_c - соответственно расчетное напряжение в шве при растяжении и сжатии; F – сила, растягивающая или сжимающая соединяемые элементы; δ - толщина более тонкой свариваемой детали; l – длина шва; $[\sigma'_p]$ и $[\sigma'_c]$ – соответственно допускаемое напряжение для сварного шва при растяжении и сжатии.

При действии на стыковой шов изгибающего момента M в плоскости сварки (рис. 21.6) расчет шва производится по формуле:

$$\sigma' = 6M / (\delta l^2) \leq [\sigma'_p].$$

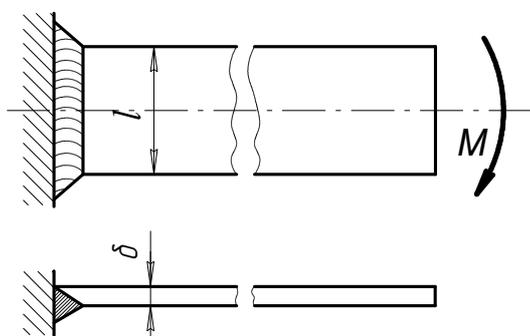


Рисунок 21.6 - Стыковой шов при действии изгибающего момента M в плоскости приварки

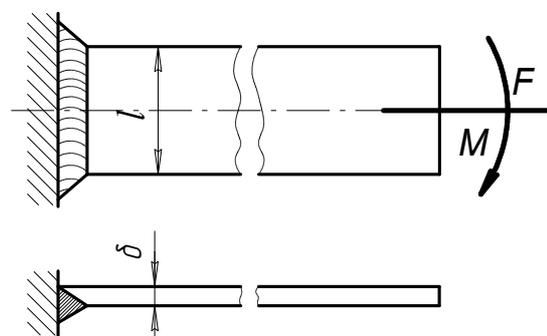


Рисунок 21.7- Стыковой шов при действии изгибающего момента M и растягивающей силы F

Если стыковой шов находится под действием того же момента M и растягивающей (или сжимающей) силы F (рис. 21.7), то такой шов рассчитывают по формуле

$$\sigma' = F / (\delta l) + 6M / (\delta l^2) \leq [\sigma'_p].$$

где $\delta l^2 / 6 = W$ – момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе; σ' - расчетное нормальное напряжение в шве.

Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва (рис. 21.8). В расчетном сечении толщину углового шва принимают равной $0,7k$, где k – катет поперечного сечения шва.

При действии на угловой шов силы F (на рисунке 21.8 силу $2F$ воспринимают два шва) его рассчитывают по формуле

$$\tau_c^1 = F / (0.7kl) = [\tau_c],$$

где τ_c^1 - расчетное напряжение среза в шве; l - длина шва; $[\tau_3']$ - допускаемое напряжение на срез шва.

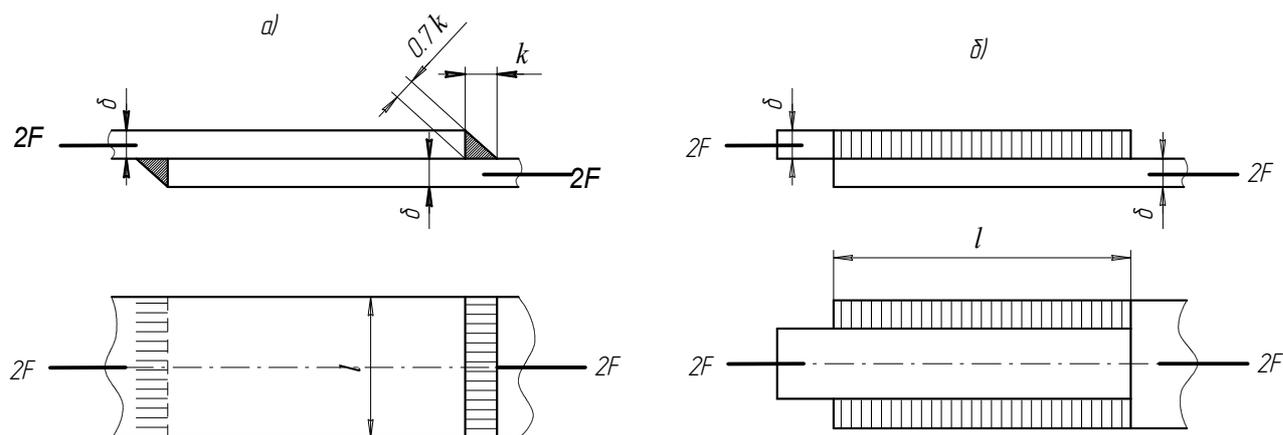


Рисунок 21.8 - Угловой сварной шов

Длину углового шва (рис. 21.8 а) обычно принимают равной ширине привариваемой детали. Длину углового флангового шва (рис. 21.8 б) обычно определяют расчетом шва на прочность:

$$l = F / (0.7k[\tau_3']).$$

Если соединение угловым швом нагружено изгибающим моментом M в плоскости сварки (рис. 21.9), то расчет шва производят по формуле

$$\tau' = 6M / (0.7kl^2) \leq [\tau_3'].$$

При действии на угловой шов изгибающего момента M и силы F , перпендикулярной шву (рис. 21.10), его рассчитывают по формуле

$$\tau' = F / (0.7kl) + 6M / (0.7kl^2) \leq [\tau_3'].$$

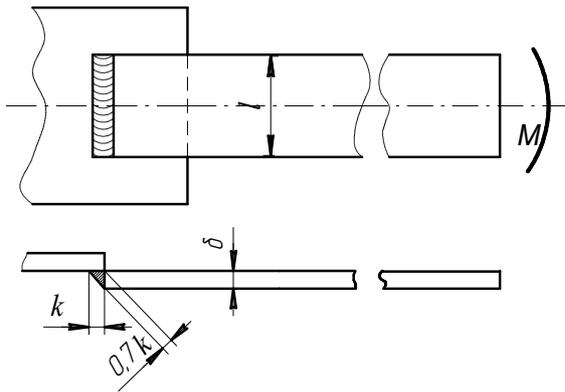


Рисунок 21.9 - Напряжение углового шва при действии изгибающего момента M в плоскости сварки

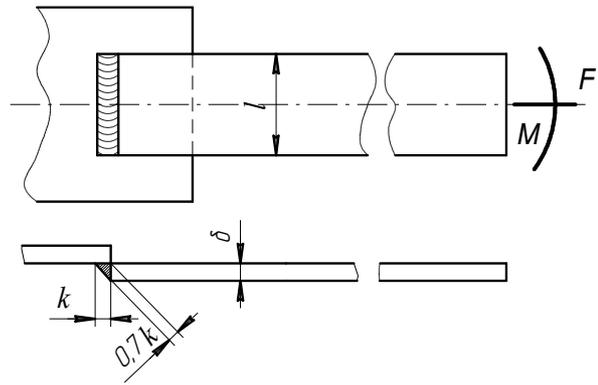


Рисунок 21.10 - Напряжение углового шва при действии изгибающего момента M и силы F перпендикулярной шву

Угловой шов, показанный на рисунке 21.11, на который действуют изгибающий момент $M = Fl$ и сила F , параллельная шву, рассчитывают по формуле

$$\tau' = \sqrt{[F / (0,7kl)]^2 + [6Fl / (0,7kl^2)]^2} \leq [\tau'_3].$$

где $0,7kl^2 / 6 = W$ - момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе, τ' - расчетное касательное напряжение в шве.

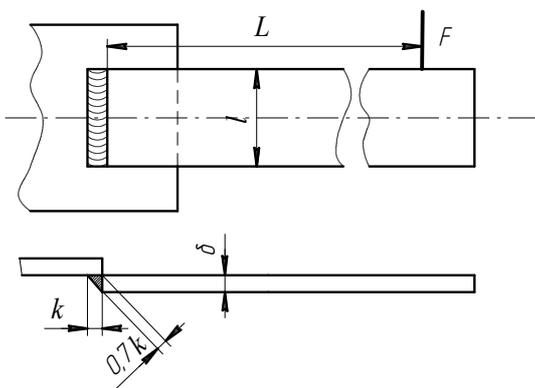


Рисунок 21.11 - Напряжение углового шва при действии изгибающего момента M и силы F параллельной шву

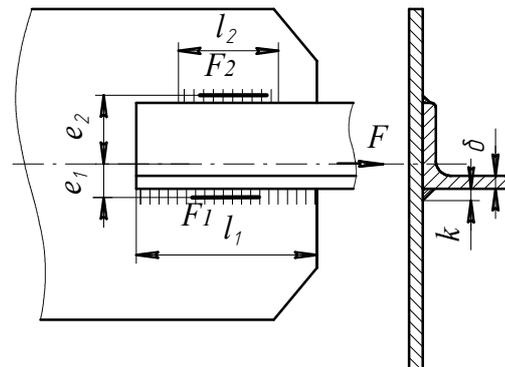


Рисунок 21.12 - Несимметричные угловые фланговые швы

В случае несимметричных угловых фланговых швов, посредством которых приваривают деталь несимметричного профиля, например уголок (рис. 21.12), каждый из этих швов рассчитывают по своей нагрузке. При действии силы F на уголок сварного соединения, показанного на рис. 21.12, силы, действующие на швы, определяют следующим образом:

$$F_1 + F_2 = F \quad \text{и} \quad F_1 e_1 = F_2 e_2,$$

откуда

$$F_1 = F e_2 / (e_1 + e_2)$$

и

$$F_2 = F e_1 / (e_1 + e_2).$$

Очевидно, что длины швов в этом соединении при одинаковых сечениях должны быть пропорциональны нагрузкам на них, т.е.

$$l_1 / l_2 = F_1 / F_2.$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Деталі машин: методи розрахунків, задачі та проблемні завдання, автоматизоване проектування: навч. посіб. для студентів ВНЗ / В.Г. Нечепасєв, В.П. Блескун, В.П. Оніщенко та ін.; під заг. ред. В.Г. Нечепасєва; Донец. нац. техн. ун-т. - Донецьк, 2012. - 404 с.
2. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 1; 2; 3; 4, Донецьк, ДонНТУ, 2011.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К., Вища школа, 1993, 556 с. іл.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. М., Машиностроение, 1989, - 496 с.
5. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для вузов 5-е изд. перераб. М.: Высшая шк., 2002. – 408с.
6. Шелофаст В. В. Основы проектирования машин. М. Изд-во АПН, 2000.-472с.
7. Заблонский К. И. Детали маши: Учебник для студ. машиностроит. спец. вузов. К.: Высшая школа, 1985. – 518с.
8. В.Л. Устименко, Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. Основы проектирования деталей машин. Учеб. пособие для вузов./ Ред Н.И. Юркевич – Харьков.: Вища школа., 1983. – 181с.
9. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и конструирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. Харьков.: 1988.- 140с.
10. Шелофаст В.В., Чугунова Т. Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. М. Изд-во АПН., 2004.- 240 с.
11. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М., Высшая школа, 1985, - 416с.
12. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие для студентов втузов (С.А. Чернавский, Г.А.Снесарев, Б.С. Козинцев и др.). М., Машиностроение, 1984, - 560с.
13. Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х томах. М., Машиностроение, 1979-1982., Т.1-728с., Т.2-559с., Т.3-557с.