

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

СКИФ



**Кафедра «Автотранспортные, строительные и
дорожные средства»**

Лекционный курс

Авторы

Смирнов И.И.,

Смирнов И.И., Кротова К.В.

Аннотация

Настоящий конспект лекций по курсу «Детали машин и основы конструирования» следует рассматривать как краткое изложение программных вопросов курса, облегчающее усвоение учебного материала и подготовку к экзаменам. Конспект изложен на базе основных учебников Д.Н.Решетова, М.И. Иванова, П.Г. Гузенкова «Детали машин». Пользование конспектом ни в коем случае не исключает подготовки по учебникам, а лишь выделяет основные положения, соответствующие курсам «Детали машин и основы конструирования» и «Детали машин» по машиностроительным и механическим специальностям. В ряде мест конспекта приводятся указания на вопросы, ко-торые необходимо подготовить только по учебникам, так как, за краткостью изложения, в конспект они не вошли. Это касается главным образом описательной стороны курса и конструктивных особенностей отдельных узлов и деталей машин.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», специализации «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование» и 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технических машин и комплексов» профиль «Автомобильный сервис». Соответствует действующим образовательным стандартам.

Авторы

Смирнов Иван Иванович – к.т.н., доцент, доцент
кафедры «АСиДС»

Смирнов Иван Иванович – инженер

Кротова Кристина Вадимовна – аспирант

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	4
Тема 3. Передачи	6
Лекция № 5. Передачи	6
Лекция № 6. зубчатые передачи	27
Лекция № 7. Конические и червячные передачи.....	40
Лекция № 8. Планетарные зубчатые передачи. Редукторы	53
Тема №4. Детали машин	63
Лекция № 9. Валы, оси, опоры	63
Тема 5. Муфты.....	81
Лекция № 10. Механические муфты	81
Лекция № 11. Механические муфты	106
Тема 6. Упругие элементы машин.....	119
Лекция № 12. Упругие элементы машин	119
Список литературы.....	129

ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Зубчатые передачи

- u – передаточное число;
- ω – угловая скорость, рад/с;
- n – частота вращения, об/мин;
- P – мощность, Вт, кВт;
- η – коэффициент полезного действия (КПД);
- T – вращающий момент, Н · м, кН · м;
- D – диапазон регулирования вариатора;
- F_t – окружная сила, Н, кН;
- F_r – радиальная сила, Н, кН;
- F_a – осевая сила, Н, кН;
- F_n – нормальная сила, Н, кН;
- f – коэффициент трения скольжения;
- d, D – диаметр колес (шкивов), мм;
- b – ширина колес, мм;
- a_w – межосевое расстояние, мм;
- m – модуль зубьев, мм;
- m_n – нормальный модуль зубьев, мм;
- m_t – торцовый модуль зубьев, мм;
- α – угол зацепления, °;
- P_t – шаг зубьев (окружной), мм;
- β – угол наклона зубьев, °;
- d_e – внешний делительный диаметр конического колеса, мм;
- d – средний делительный диаметр конического колеса, мм;
- R_e – внешнее конусное расстояние конического колеса, мм;
- R – среднее конусное расстояние конического колеса, мм;
- m_e – внешний окружной модуль зубьев, мм;
- m – средний модуль зубьев, мм;
- K_H – коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряже-
- K_F – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб;
- σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости, МПа;
- σ_{Flimb} – предел выносливости материала при изгибе, МПа;
- ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию;
- ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса по диаметру;
- Y_F – коэффициент формы зуба при расчете на изгиб;
- A – площадь поперечного сечения, мм²;
- W_z – осевой момент сопротивления сечения, мм³;
- W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм³;
- $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа;
- $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа;
- σ_F – нормальное напряжение изгиба, МПа;
- σ_H – контактное напряжение, МПа;
- E – модуль упругости, МПа;

Детали машин и основы конструирования

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости, МПа;

ρ – радиус кривизны поверхности, мм;

$\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны, мм;

μ – коэффициент поперечной деформации;

q – нормальная нагрузка по длине контактной линии, Н/мм;

δ_1, δ_2 – углы делительных конусов, °.

Червячная передача

z – число заходов червяка;

q – число модулей в делительной окружности колеса (коэффициент диаметра);

γ – угол подъема винтовой линии червяка, °.

Ременные передачи

σ_1, σ_2 – напряжения в сечениях ремня при передаче нагрузки, МПа;

α_1, α_2 – угол обхвата ремнем шкивов, °;

$[k]$ – допускаемое полезное напряжение, МПа;

k_0 – приведенное полезное напряжение, МПа;

k – полезное напряжение, МПа;

φ – коэффициент тяги;

$C_o; C_a; C_v; C_p$ – расчетные коэффициенты;

ε – коэффициент скольжения в передаче;

Цепная передача

t – шаг цепи, мм;

$p_{ц}$ – среднее давление в шарнире, Н/мм², МПа;

$[p_{ц}]$ – допускаемое среднее давление в шарнире, МПа;

$K_э$ – коэффициент эксплуатации.

Величина		Единица СИ		Соотношения единиц
Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение	
Сила	F, Q, N	Ньютон	Н	10 Н = 1 кгс
Напряжение	σ, τ	Паскаль	Па	1 Па = 1 Н/м ²
Модуль упругости	E, G	Паскаль	Па	1 МПа = 10 кгс/см ²
Момент силы	M	Ньютон-метр	Н·м	1 Н·м = 0,1 кгс·м
Погонная нагрузка	q	Ньютон на метр	Н/м	1 Н/м = 0,1 кгс/м

Тема 3. Передатчи

Лекция № 5. Передатчи

Вопросы лекции:

1. Общие сведения о передатчах.
2. Фрикционные передатчи.
3. Ременные передатчи.

Общие сведения о передатчах.

Механическими передатчами, или передатчами, называют механизмы, передающие энергию от двигателя к рабочим органам машины с преобразованием скоростей, сил или моментов, а иногда и характера движения.

Основные причины применения передатчей в машинах:

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

Передатчи классифицируются:

- по принципу передатчи движения: передатчи трением и передатчи зацеплением; внутри каждой группы существуют передатчи непосредственным контактом и передатчи гибкой связью;

Механические передатчи вращательного движения классифицируются:

- 1) по способу передатчи движения от входного вала к выходному:
 - передатчи зацеплением (с непосредственным контактом тел вращения – зубчатые, червячные, винтовые; с гибкой связью – цепные, зубчато-ременные);
 - фрикционные передатчи (с непосредственным контактом тел вращения – фрикционные; с гибкой связью – ременные);
- 2) по взаимному расположению валов в пространстве:
 - с параллельными осями валов (зубчатые с цилиндрическими колесами; фрикционные с цилиндрическими роликами; цепные);
 - с пересекающимися осями валов (зубчатые и фрикционные конические; фрикционные лобовые);
 - с перекрещивающимися осями (зубчатые – винтовые и конические; червячные; лобовые фрикционные со смещением ролика);
- 3) по характеру изменения угловой скорости выходного вала по отношению к входному:
 - редуцирующие (понижающие);
 - мультиплицирующие (повышающие).

Детали машин и основы конструирования

4) по характеру изменения передаточного отношения (числа):

- передачи с постоянным (неизменным) передаточным отношением;
- передачи с переменным (изменяемым или по величине, или по направлению или и то и другое вместе) передаточным отношением.

5) по подвижности осей и валов:

- передачи с неподвижными осями валов – рядовые (коробки скоростей, редукторы);
- передачи с подвижными осями валов (планетарные передачи, вариаторы с поворотными роликами).

6) по количеству ступеней преобразования движения: одно-, двух-, трех-, и многоступенчатые.

7) по конструктивному оформлению:

- закрытые;
- открытые (безкорпусные).

Фрикционные передачи (передачи трением) – передачи, в которых передача движения осуществляется силами трения. Для создания трения в контакте катков применяют пружины и специальные нажимные и натяжные устройства. На рис. 5.1 а, б изображены фрикционные передачи непосредственным контактом, на рис. 5.1, в вариатор – фрикционная передача с бесступенчатым регулированием скорости за счет смещения ролика 1, на рис. 5.1, з передача гибкой связью – ременная.

Передачи зацеплением «работают» за счет зацепления зубьев и шарниров цепи с зубьями звездочки. Трение в данном случае вредно, и большинство передач работает со смазкой. Основное достоинство передач зацеплением – высокий КПД, компактность и надежность.

На рис. 5.1, г, д изображены цилиндрическая и коническая зубчатые передачи, на рис. 5.1, е – червячная (зубчато-винтовая передача), на рис. 5.1, ж – цепная передача.

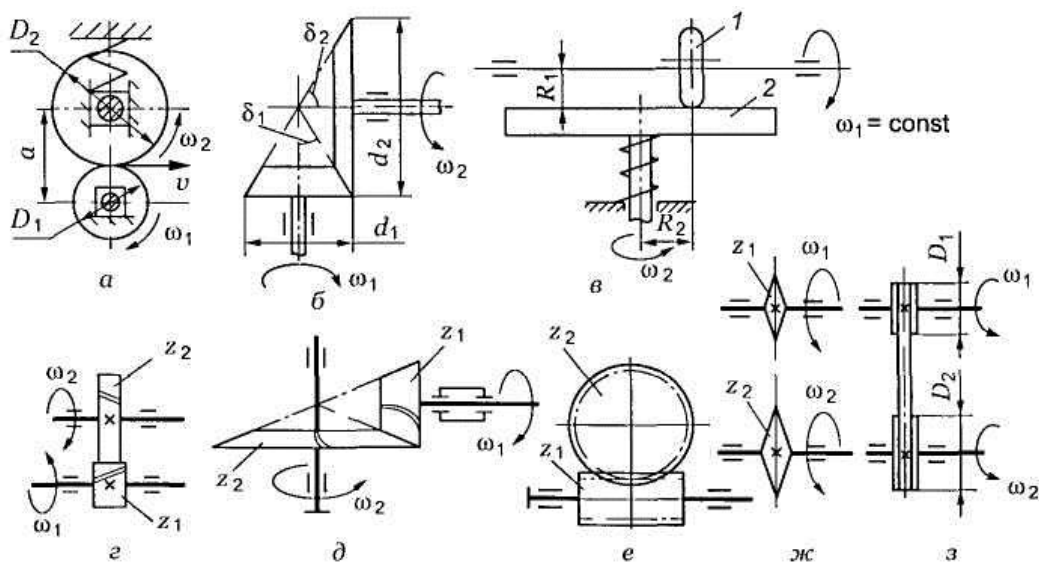


Рис. 5.1. Кинематические схемы передач

Детали машин и основы конструирования

Кинематические соотношения в передаче можно рассмотреть по схеме цилиндрической фрикционной передачи (см. рис. 5.1, а).

Окружная скорость ведущего шкива $v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_1$.

При отсутствии проскальзывания скорость ведущего и ведомого шкивов должна быть одинаковой: $v_1 = v_2$; $v_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot D_2$.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Тогда $0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_1 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot D_2$;

Отношение угловой скорости ведущего шкива к угловой скорости ведомого или частоты вращения ведущего шкива к частоте вращения ведомого называется передаточным отношением:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (5.1)$$

Для передач зацеплением можно использовать следующее выражение (поскольку диаметр колеса пропорционален его числу зубьев):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.2)$$

Связь между мощностями на ведущем и ведомом звеньях можно получить из известных формул механики:

$$\eta = \frac{P_{\text{полезн}}}{P_{\text{затрач}}}; \quad \eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta. \quad (5.3)$$

Известно, что $P = T \cdot \omega$,

где T — вращающий момент;

ω — угловая скорость.

Тогда $T_2 \cdot \omega_2 = T_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta$; $T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$. (5.4)

В зависимости от величины передаточного отношения i передачи делятся на передачи с постоянным передаточным отношением ($i > 1$; $\omega_1 > \omega_2$ — редукторы, понижающие передачи; $i < 1$; $\omega_1 < \omega_2$ — мультипликаторы, повышающие передачи) и передачи с бесступенчатым регулированием скорости.

Параллельно с понятием передаточного отношения i используется понятие передаточного числа u (для редукторов $i = u$).

В передачах с бесступенчатым регулированием скорости (вариаторы) передаточное отношение i — величина переменная и их характеристикой является диапазон регулирования

$$D = \frac{u_{\max}}{u_{\min}}. \quad (5.5)$$

Если в механизме необходимо значительное изменение скорости, применяют многоступенчатые передачи.

Ступенью считают передачу с одной парой колес, одним ремнем или одной цепью.

На рис. 5.2 изображены многоступенчатые (двухступенчатые) передачи. Нумерация ступеней и колес начинается от двигателя.

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n, \quad (5.6)$$

где u_1, u_2, u_n – передаточные числа ступеней.

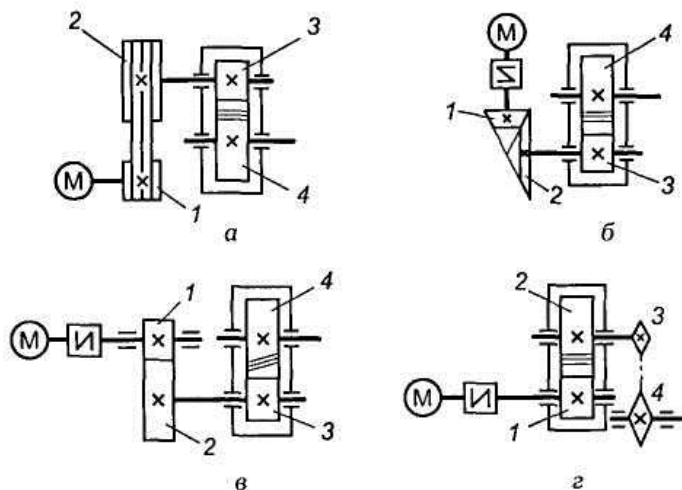


Рис. 5.2. Схемы двухступенчатых приводов:
 а – ременная передача и цилиндрический редуктор; б – коническая передача и цилиндрический редуктор; в – двухступенчатая цилиндрическая передача; г – цилиндрический редуктор и цепная передача; 1,3 – ведущие звенья; 2,4 – ведомые звенья

Общий КПД передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \quad (5.7)$$

где η_1, η_2, η_n – КПД ступеней.

Например, для привода, изображенного на рис. 5.2, а, общий КПД

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_r \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{подш}}^2,$$

где η_p – КПД ременной передачи;
 $\eta_{ц}$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи;
 $\eta_{подш}$ – КПД подшипников.

Фрикционные передачи

Фрикционная передача – это передача, в которой движение передается силами трения. Простейшие фрикционные передачи (рис. 5.3) состоят из двух колес (катков), которые прижимаются друг к другу с силой, создающей силу трения, равную величине передаваемого окружного усилия.

Сила прижатия катков может создаваться собственным весом конструкции, рычагами, пружинами или специальными устройствами.

Основными характеристиками фрикционной передачи являются:

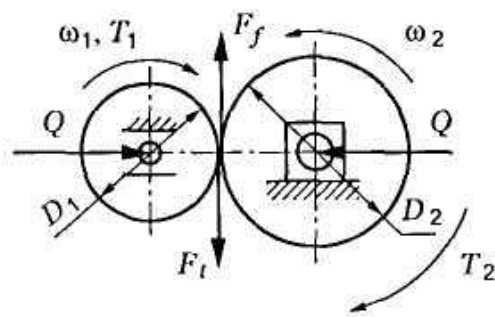


Рис. 5.3. Схема цилиндрической фрикционной передачи

1) передаточное число без учета проскальзывания

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

2) сила трения в контакте

$$F_f = f \cdot Q, \tag{5.8}$$

где f – коэффициент трения в контакте;

Q – сила прижатия.

Для случая, представленного на рис. 5.3, $F_t < F_f$.

3) Создаваемый момент трения

$$T_f = F_f \frac{D}{2} = f \cdot Q \frac{D}{2}; \quad T_f = T_1. \tag{5.9}$$

4) Сила прижатия

$$Q = \frac{2KT_1}{f \cdot D_1}, \quad (5.10)$$

где K – коэффициент запаса зацепления.

В ответственных случаях применяется автоматическое прижатие (самозатягивание), которое пропорционально передаваемому моменту.

Вследствие упругого деформирования поверхностных слоев, износа поверхностей, возможного ослабления прижатия катков и непостоянства коэффициента трения в фрикционной передаче возникает скольжение.

Скольжение в фрикционной передаче зависит от нагрузки. При перегрузке может наступить буксование, при этом ведущий каток скользит по ведомому, ведомый каток останавливается. Буксование приводит к интенсивному разрушению рабочих поверхностей.

Передаточное число фрикционной передачи с учетом скольжения

$$u = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad (5.11)$$

где ε – коэффициент скольжения:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \quad (5.12)$$

где v_1, v_2 — линейные скорости в точке контакта (обычно $\varepsilon = 0,02 \dots 0,05$).

Основные требования к материалам катков:

- износостойкость и контактная прочность;
- высокий коэффициент трения;
- высокий модуль упругости, чтобы не возникала значительная деформация площадки контакта и не увеличивались потери на трение.

Сочетание закаленная сталь – закаленная сталь обеспечивает небольшие габаритные размеры передачи и высокий КПД (используют широкоподшипниковые стали с закалкой до 60 HRC).

Сочетание чугун – чугун или чугун – сталь позволяет работать со смазкой и без нее (всухую).

Сочетание сталь – текстолит позволяет работать без смазки, коэффициент трения специальных пластмасс достигает 0,5.

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

Надежны передачи, у которых ведущий шкив выполнен из менее твердого материала.

Достоинства фрикционных передач:

Детали машин и основы конструирования

- простота конструкции;
- бесшумность и плавность работы;
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа.

Недостатки фрикционных передач:

- значительное давление на валы и опоры, ограничивающее величину передаваемой мощности;
- скольжение в передаче, вызывающее непостоянство передаточного числа даже при тщательном изготовлении и монтаже передачи.

Виды разрушений и критерии работоспособности передачи:

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей;
- заедание в тяжело нагруженных быстроходных передачах, работающих со смазкой;
- при разрыве масляной пленки образуются приваренные частицы, задирающие поверхность в направлении скольжения;
- изнашивание поверхности, часто неравномерное. Повышенное изнашивание наблюдается в открытых передачах.

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

Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи представлена на рис. 5.4.

Контактные напряжения передач с контактом по линии определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{2\pi(1 - \mu^2)\rho_{np}}}; \tag{5.13}$$

$$q = \frac{Q \cdot K}{l}, \tag{5.14}$$

где q – нормальная нагрузка по длине цилиндрической контактной линии;

Q – сила прижатия катков;

K – коэффициент запаса сцепления (коэффициент нагрузки); $K = 1,25 \dots 2$;

l – длина контактной линии;

$$\rho_{np} = \frac{2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \text{ – приведенный радиус кривизны;}$$

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \text{ – приведенный модуль упругости;}$$

μ – коэффициент поперечной деформации.

Детали машин и основы конструирования

При $\mu = 0,3$ получим условие прочности по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (5.15)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала катков.

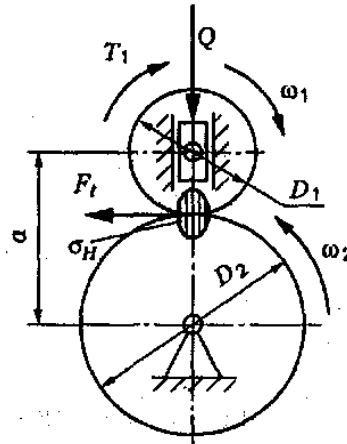


Рис. 5.4. Схема к расчету фрикционной передачи

Для плавного (бесступенчатого) изменения скорости вращения ведомого вала на ходу при постоянной скорости ведущего вала служат вариаторы. В зависимости от формы тел качения вариаторы делятся на лобовые, конусные, торовые, дисковые, клиноременные.

Лобовые вариаторы (рис. 5.5, а) просты, их выполняют реверсивными. При изменении положения ролика 1 меняется радиус ведомого звена. Диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = \frac{R_{\max}}{R_{\min}}. \quad (5.16)$$

Конусные вариаторы без промежуточного звена (рис. 5.5, б) по диапазону регулирования аналогичны лобовым и могут обеспечить изменение направления вращения.

Конусные вариаторы с параллельными валами и промежуточным элементом (рис. 5.5, в) могут работать только на ускорение или замедление.

Детали машин и основы конструирования

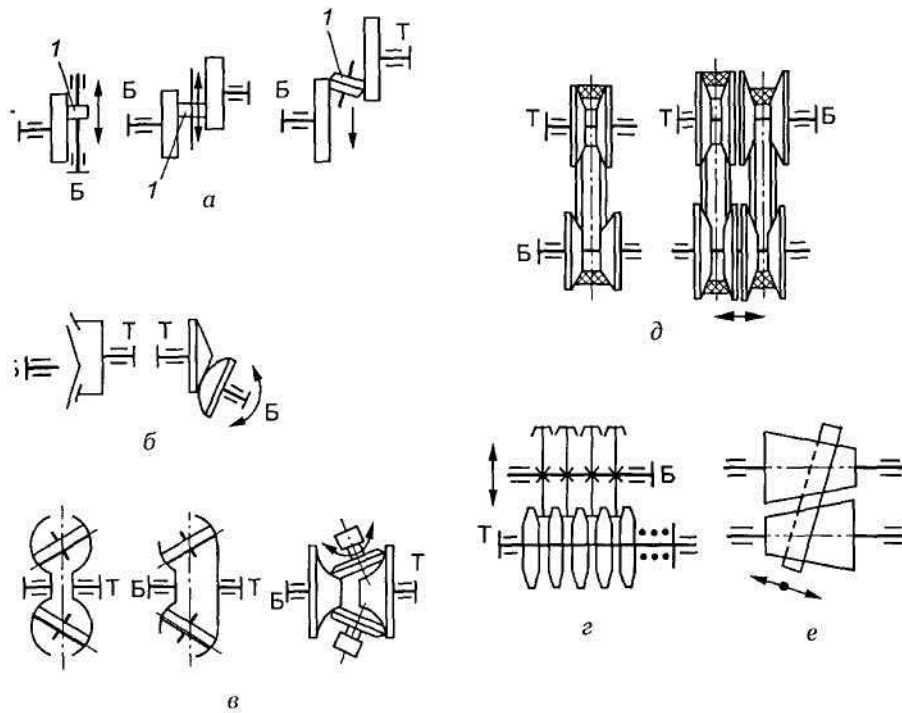


Рис. 5.5. Схемы основных типов фрикционных вариаторов:
 а – лобовые; б – конусные; в – торовые; г – дисковый; д – клиноременные;
 е – двухконусный; 1 – ролик; Б – быстроходный пал; Т- тихоходный вал

Торовые вариаторы (рис. 5.5, в) состоят из торовых чашек и роликов. Изменение скорости на выходе достигается поворотом осей вращения роликов. Из всех типов вариаторов торовые вариаторы наиболее совершенны, их недостаток – сложность конструкции. Диапазон регулирования торового вариатора

$$D = \frac{R_{\max}^2}{R_{\min}^2}. \tag{5.17}$$

Многодисковые вариаторы (рис. 5.5, г) состоят из пакетов конических раздвинутых дисков, прижимаемых пружинами. Регулирование скорости производится смещением оси ведущего вала относительно ведомого; изменяется величина радиуса контакта.

КПД вариатора 0,75...0,85.

Диапазон регулирования дискового вариатора

$$D = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}.$$

Вариаторы с раздвижными шкивами и широкими клиновыми ремнями (рис. 5.5, д) просты и надежны. Их выпускают в виде самостоятельных агрегатов или

Детали машин и основы конструирования

встраивают в машину. Скорость регулируется изменением расчетных диаметров шкивов с помощью осевого перемещения дисков. Диапазон регулирования таких вариаторов

$$D = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}} \cdot \frac{R_{1\max}}{R_{1\min}} = u_{\max}^2; \quad R_{2\max} = R_{1\max} \cdot \quad (5.18)$$

Вариаторы стандартизированы, КПД = 0,8...0,9. Практически для одноступенчатых вариаторов диапазон регулирования $D = 3...8$.

Ременные передачи

Ременные передачи – это передачи гибкой связью (рис. 5.6), состоящие из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов и надетого на них ремня 3. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов.

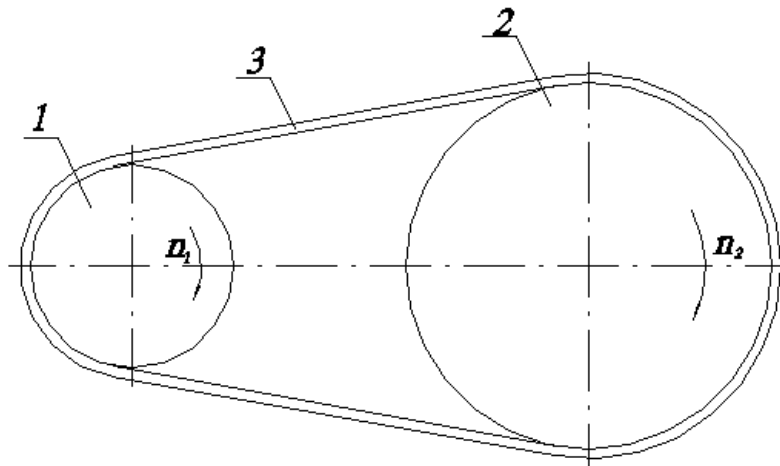


Рис. 5.6. Схема ременной передачи

По принципу работы различаются передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчатоременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Условием работы ременных передач трением является наличие натяжения ремня, которое можно осуществить следующими способами:

- предварительным упругим растяжением ремня;
- перемещением одного из шкивов относительно другого;
- натяжным роликом;
- автоматическим устройством, обеспечивающим регулирование натяжения в зависимости от передаваемой нагрузки.

При первом способе натяжение назначается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, при втором и третьем способах запас на вытяжку

Детали машин и основы конструирования

выбирают меньше, при четвертом – натяжение изменяется автоматически в зависимости от нагрузки, что обеспечивает наилучшие условия для работы ремня.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость движения ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Ременные передачи трением – наиболее старый и простой по конструкции вид передачи. Эти передачи и в настоящее время находят достаточно широкое применение, они широко применяются на быстроходных ступенях привода (передача вращения от электродвигателей к последующим механизмам). В двигателях внутреннего сгорания ременные передачи применяются для привода вспомогательных агрегатов (вентилятор, насос системы водяного охлаждения, электрический генератор), а зубчатоременная передача применяется в некоторых автомобильных двигателях для привода газораспределительного механизма.

Достоинства ременных передач:

- простота конструкции и низкая стоимость;
- возможность передачи движения на достаточно большие расстояния (до 15 м);
- возможность работы с большими скоростями вращения шкивов;
- плавность и малошумность работы;
- смягчение крутильных вибраций и толчков за счет упругой податливости ремня;
- предохранение механизмов от перегрузки за счет буксования ремня при чрезмерных нагрузках.

Недостатки ременных передач:

- относительно большие габариты;
- малая долговечность ремней;
- большие поперечные нагрузки, передаваемые на валы и их подшипники;
- непостоянство передаточного числа за счет проскальзывания ремня;
- высокая чувствительность передачи к попаданию жидкостей (воды, топлива, масла) на поверхности трения.

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью.

Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

Детали машин и основы конструирования

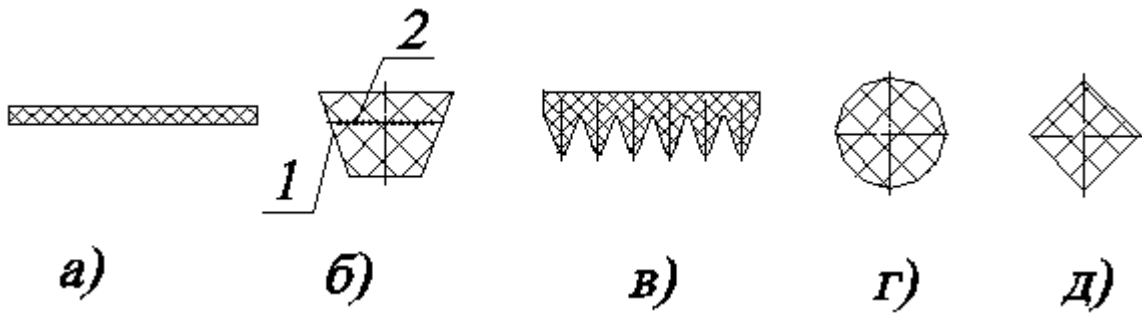


Рис. 5.7. Классификация ремней

Плоские ремни (рис. 5.7,а) отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине. Наиболее перспективны синтетические ремни ввиду их высокой прочности и долговечности. Несущий слой этих ремней выполняется из капроновых тканей, полиэфирных нитей. Материал фрикционного слоя – полиамид или каучук.

Синтетические ремни изготавливают бесконечными и используют, как правило, при скорости более 30 м/с. При меньших скоростях могут использоваться конечные прорезиненные или бесконечные кордшнуровые и кордтканевые ремни. Прорезиненные ремни состоят из тканевого каркаса, имеющего от трех до шести слоев и наружных резиновых обкладок. Кордшнуровые ремни состоят из несущего слоя, содержащего один ряд синтетического кордшнура, связующей резины и тканевых обкладок. Кордтканевые ремни имеют несущий слой из двух слоев обрезиненной вискозной ткани.

Клиновые ремни (рис. 5.7,б) имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами 1, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Рассмотрим элементарный участок ремня длиной dl , для этого участка силу натяжения можно приближенно принять постоянной. Из рис. 5.8 следует, что сила dF_n , нормальная к поверхности канавки шкива, значительно больше силы натяжения dF :

$$dF_n = \frac{dF}{2 \cdot \sin \frac{\varphi}{2}}, \quad \text{тогда сила трения} \quad dF_{mp} = 2 \cdot dF_n \cdot f = \frac{dF \cdot f}{\sin 2\theta^0}.$$

Клиновые ремни при том же натяжении обеспечивают примерно втрое большую силу трения по сравнению с плоскими ремнями. Из-за большой высоты сечения в клиновых ремнях возникают значительные напряжения при изгибе ремня на шкивах. Эти напряжения являются переменными и вызывают усталостное разрушение ремня.

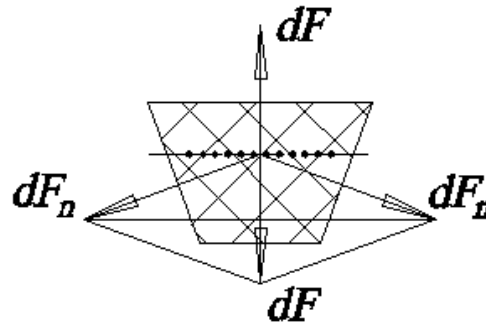


Рис. 5.8. Силы, действующие на клиновой ремень

Клиновые ремни выпускаются трех типов: нормального сечения, узкие и широкие (для вариаторов) и различных по площади сечений. Узкие ремни допускают большее натяжение и более высокие скорости (до 40 м/с), передают в 1,5... 2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения.

В настоящее время узкие ремни становятся преобладающими. Ремни выпускают различными по площади поперечного сечения и применяют по несколько в одном комплекте. Это позволяет уменьшить диаметральные размеры передачи. Число ремней в комплекте обычно от 2 до 8 и ограничивается неравномерностью распределения передаваемой нагрузки между ремнями.

Поликлиновые ремни (рис. 5.7,в) – бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Клиновые и поликлиновые ремни выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетических шнуров. Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особенно высокой нагрузкой – кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении $E=2500$ МПа, в отличие от $E=300...600$ МПа для корда из других волокон). Выпускаются также кордтканевые клиновые ремни с несколькими слоями ткани, они имеют меньший модуль упругости и лучше работают при ударной нагрузке.

Многопрофильные ремни состоят из двух-четырех клиновых, соединенных между собой тканевым слоем и применяются вместо комплектов клиновых ремней.

Круглые ремни выполняют резиновыми диаметром от 3 до 12 мм, используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Ремни квадратного сечения используют для передачи небольших мощностей в приборах.

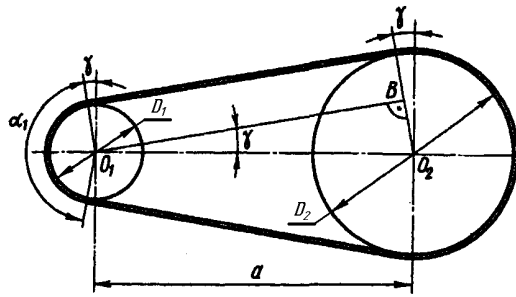


Рис. 5.8. Геометрия открытой ременной передачи

Геометрические соотношения в ременной передаче рассмотрим на примере открытой плоскоремненной передачи (рис. 5.8). Межосевое расстояние a – это расстояние между геометрическими осями валов, на которых установлены шкивы с диаметрами D_1 (он, как правило, является ведущим) и D_2 (ведомый шкив). При расчетах клиноременных передач для ведущего и ведомого шкивов используются расчетные диаметры d_{p1} и d_{p2} . Угол между ветвями охватывающего шкивы ремня – 2γ , а угол охвата ремнем малого (ведущего) шкива (угол, на котором ремень касается поверхности шкива) α_1 . Как видно из чертежа (рис. 5.8) половинный угол между ветвями составит

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}\right), \quad (5.19)$$

а так как этот угол обычно невелик, то во многих расчетах допустимым является приближение $\gamma \approx \sin\gamma$, то есть

$$\gamma \approx \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot a}. \quad (5.20)$$

Используя это допущение угол охвата ремнем малого шкива можно представить в следующем виде

$$\alpha = \pi - 2 \cdot \gamma \approx \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} \quad (5.21)$$

в радианной мере, или

$$\alpha = 180 \cdot \left(1 - \frac{D_2 - D_1}{\pi \cdot a}\right) \quad (5.22)$$

в градусах.

Детали машин и основы конструирования

Длину ремня при известных названных выше параметрах передачи можно подсчитать по формуле

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad (5.23)$$

Однако, весьма часто ремни изготавливаются в виде замкнутого кольца известной (стандартной) длины. В этом случае возникает необходимость уточнять межосевое расстояние по заданной длине ремня

$$a = \frac{1}{8} \cdot \{2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}\} \quad (5.24)$$

С целью обеспечения стабильности работы передачи обычно принимают:

для плоского ремня $a \geq 2 \cdot (D_2 + D_1);$ (5.25)

для клинового – $2 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) \geq a \geq 0,55 \cdot (d_{p2} + d_{p1}) + h_p,$

где h_p – высота поперечного сечения ремня (толщина ремня).

В процессе работы передачи ремень обегает ведущий и ведомый шкивы, чем короче ремень (чем меньше L_p) и чем быстрее он движется (чем больше его скорость V_p), тем чаще происходит контактирование его рабочей поверхности с поверхностью шкивов и тем интенсивнее он изнашивается. Поэтому отношение V_p / L_p (его размерность в системе СИ – c^{-1}) характеризует долговечность ремня в заданных условиях его работы – чем больше величина этого отношения, тем ниже при прочих равных условиях долговечность ремня. Обычно принимают для плоских ремней

$$V_p / L_p = (3...5) c^{-1},$$

для клиновых

$$V_p / L_p = (20...30) c^{-1}.$$

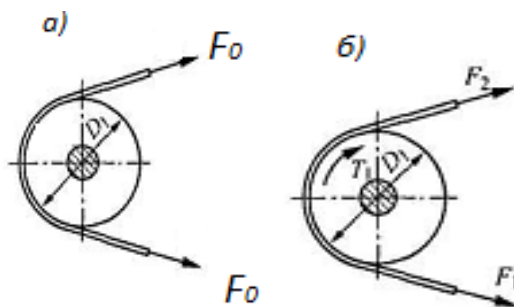


Рис. 5.9. Силы в ременной передаче

Детали машин и основы конструирования

Необходимым условием нормальной работы любой фрикционной передачи, включая ременные, является наличие сил нормального давления между поверхностями трения. В ременной передаче такие силы возможно создать только за счет предварительного натяжения ремня. При неработающей передаче силы натяжения обеих ветвей будут одинаковыми (обозначим их F_0 , как на рис. 5.9, а). В процессе работы передачи набегающая на этот шкив ветвь ремня за счет трения ведущего шкива о ремень получает дополнительное натяжение (обозначим силу натяжения этой ветви F_1), в то время как вторая, сбегая с ведущего шкива, ветвь ремня несколько ослабляется (её силу натяжения обозначим F_2 , см. рис. 5.9, б).

Сила натяжения ведущей ветви ремня (рис. 5.9) при передаче нагрузки

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \quad (5.26)$$

Сила натяжения ведомой ветви ремня

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}, \quad (5.27)$$

где F_t – передаваемая окружная сила.

Предварительное натяжение, создающее необходимые силы трения между шкивом и ремнем:

$$F_0 = \sigma \cdot A \quad (5.28)$$

где σ – напряжение от предварительного натяжения (для плоских резинотканевых ремней $\sigma = 1,8$ МПа, для стандартных клиновых $\sigma = 1,2 \dots 1,5$ МПа).

При движении в ремне дополнительно возникает сила натяжения от центробежных сил (существенно влияет при скорости 20 м/с и более)

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v,$$

где ρ – плотность материала ремня;

A – площадь поперечного сечения ремня.

Таким образом, натяжения в ветвях ремня разные:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} + F_v; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} + F_v.$$

При работе на холостом ходу (без передачи нагрузки) обе ветви ремня натянуты одинаково. При передаче полезной нагрузки натяжения ветвей ремня

меняются. Напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$. Полезное

напряжение в ремне $k = \frac{F_t}{A}$ определяется по передаваемой окружной силе. Значением k оценивают тяговую способность передачи.

Напряжения в ведущей и ведомой ветвях при передаче нагрузки

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}.$$

При огибании ремнем шкивов, в ремне возникают напряжения изгиба, зависящие от диаметров шкивов передачи.

На практике значение напряжения изгиба на малом шкиве ограничивается заданием минимального диаметра шкива D_{min} .

При круговом движении ремня на каждый его элемент действуют элементарные центробежные силы, дополнительно растягивающие ремень, и возникают напряжения σ_v .

Таким образом, при движении ремня напряжение в элементах ремня меняется (рис. 5.10).

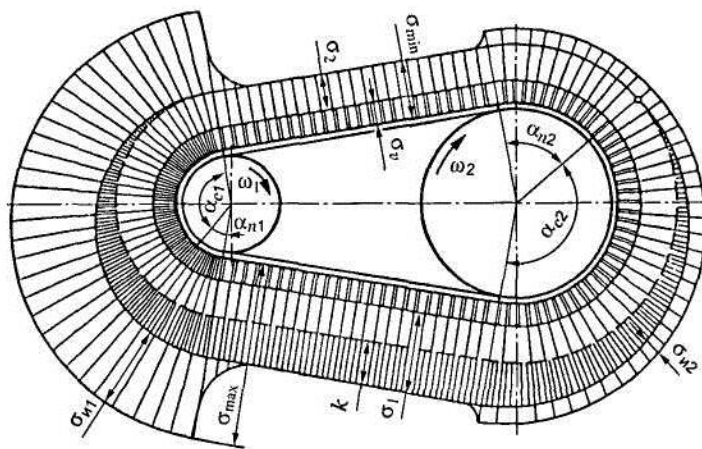


Рис. 5.10. Напряжения в ремне при передаче полезной нагрузки

Наибольшее значение напряжение имеет в момент набегания ремня на малый шкив, наименьшее – в момент набегания на больший шкив. Это явление вызывает упругое скольжение ремня на шкивах.

При движении на ведущем шкиве ремень укорачивается, а на ведомом удлинится, ремень скользит на шкиве.

Необходимо отличать упругое скольжение и буксование. Упругое скольжение имеет место при любой нагрузке, буксование – только при перегрузке.

Детали машин и основы конструирования

Связь между полезной нагрузкой и относительным скольжением ε в передаче устанавливается кривой скольжения (рис. 5.11). На графике φ – коэффициент тяги (относительная нагрузка).

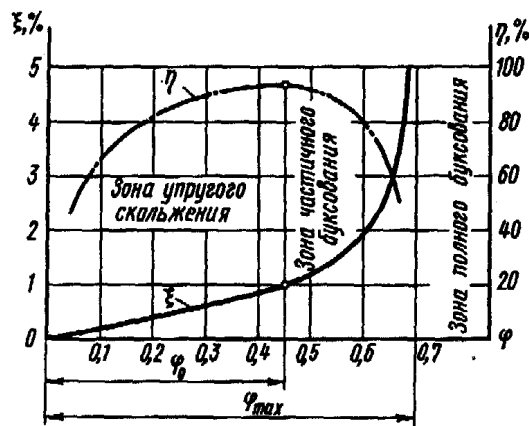


Рис. 5.11. Кривые скольжения и КПД

На графике можно выделить три основных зоны:

- 1 зона – где $0 \leq \varphi \leq \varphi_0$, эту область называют зоной упругого скольжения;
- 2 зона – где $\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_{max}$, её называют зоной частичного буксования;
- 3 зона – где $\varphi > \varphi_{max}$, эту область называют зоной полного буксования.

В зоне упругого скольжения коэффициент скольжения растет линейно с увеличением коэффициента тяги, одновременно возрастает и КПД передачи, достигая максимального значения при оптимальной величине коэффициента тяги φ_0 . Дальнейшее увеличение коэффициента тяги приводит к частичному буксованию ремня, коэффициент скольжения растет нелинейно и намного интенсивнее по сравнению с зоной 1, а КПД также нелинейно и интенсивно снижается. При достижении коэффициентом тяги величины φ_{max} наступает полное буксование передачи (ведомый шкив останавливается), величина скольжения становится равной единице, а КПД падает до нулевого значения.

Представленный выше анализ показывает, что наиболее благоприятной для работы передачи является область коэффициентов тяги, прилегающая к его оптимальному значению, поскольку именно в этой области передача обладает максимальным КПД. При этом величина упругого скольжения для разных типов ремней лежит в пределах 1...2 %, а КПД для передачи плоским ремнем можно принять равным 0,95...0,97, клиновым или поликлиновым – 0,92...0,96.

Расчет плоскоремненной передачи сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня. Приведенное полезное напряжение

$$k_0 = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0. \tag{5.29}$$

Условия эксплуатации ремня учитываются введением коэффициентов.
Допускаемое полезное напряжение

Детали машин и основы конструирования

$$[k] = k_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_o / C_p. \quad (5.30)$$

где C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве;
 C_v – скоростной коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил;
 C_o – коэффициент расположения передачи в пространстве;
 C_p – коэффициент режима нагрузки.
 Окончательно определяем

$$A = b \cdot \delta = \frac{F_t}{[k]}; \quad F_t = \frac{2T_1}{D_1}.$$

Для передач клиновыми и поликлиновыми ремнями следует выбрать соответствующий ремень по таблицам или с помощью графиков и определить число ремней клиноременной передачи.

Сечение ремня выбирают по вращающему моменту на быстроходном валу или мощности (рис. 5.12, а). Минимальные диаметры шкивов выбирают по таблицам. При возможности следует избегать минимальных значений диаметров шкивов и минимальных значений межосевых расстояний, так как это уменьшает долговечность ремня.

Для выбранного ремня определяют номинальную мощность, передаваемую одним ремнем.

Определяют расчетные коэффициенты, учитывающие условия эксплуатации ремня.

Определяют число ремней в комплекте для передачи заданной мощности

$$z = \frac{P}{C_z \cdot P_p}; \quad P_p = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L / C_p,$$

где C_L – коэффициент длины ремня;
 P_0 – номинальная мощность, передаваемая одним ремнем;
 P_p – мощность, передаваемая одним ремнем в условиях эксплуатации;
 C_z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями ($C_z = 1 \dots 0,85$).

В последнее время обозначения ремней изменились (рис. 5.12, б):

- О = Z;
- Б = В;
- В = С;
- Д = Е;
- Е = ЕО.

В высоконагруженных передачах применяют передачи с зубчатым ремнем – плоским ремнем с зубьями на внутренней поверхности. Передача работает по принципу зацепления ремня со шкивом. Предварительное натяжение не требуется, скольжение отсутствует.

Детали машин и основы конструирования

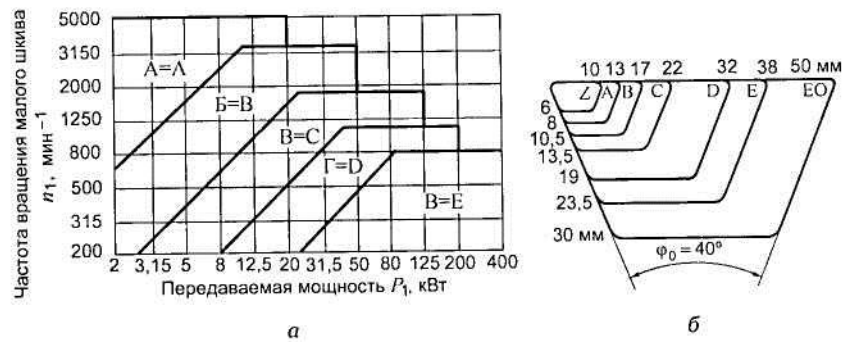


Рис. 5.12. К расчету клинового ремня: а – кривая скольжения; б – обозначение ремней

Вопросы для самоконтроля:

1. Какое устройство можно назвать механической передачей?
2. Какие основные параметры характеризуют механическую передачу?
3. В чем заключается разница между передаточным отношением и передаточным числом?
4. Что означает коэффициент полезного действия, коэффициент потерь, какова их сумма?
5. В чем разница между угловой скоростью и частотой вращения, в каких единицах они измеряются?
6. Как связаны скоростные и нагрузочные параметры прямолинейного и вращательного движения?
7. Как связаны тангенциальная сила и вращающий момент, ею создаваемый?
8. Что называют ременной передачей?
9. Какие виды ремней используются в ременных передачах?
10. Назовите основные геометрические параметры ременной передачи.
11. Каковы соотношения между силами натяжения ветвей ремня в ременной передаче – при неработающей передаче, в процессе работы?
12. Что характеризует коэффициент тяги ременной передачи?
13. Какие показатели ременной передачи непосредственно влияют на величину оптимального коэффициента тяги?
14. Что характеризует коэффициент скольжения ременной передачи?
15. Как определить точное значение передаточного числа ременной передачи?
16. Как меняется коэффициент скольжения и КПД с ростом коэффициента тяги?
17. Какие силы создают напряжения в ремне при работе ременной передачи?
18. Какие процессы, происходящие в ремне при работе передачи, ответственны за его усталостный износ?
19. Как выполняется проектный расчет плоскоремненной передачи?
20. По какому критерию выполняется проверочный расчет ременной передачи?

Детали машин и основы конструирования

21. Назовите основные особенности поперечного сечения клинового и поликлинового ремней?

22. Почему передача клиновым ремнем имеет большую несущую способность по сравнению с плоскоремненной?

23. По каким критериям выполняется проектный расчет клиноременной передачи?

Лекция № 6. Зубчатые передачи

Вопросы лекции:

1. Классификация, геометрия и кинематика.
2. Методы изготовления зубчатых колес.
3. Основы расчета на контактную прочность и изгиб.
4. Косозубые колеса.

Общие сведения

Зубчатая передача – трехзвенный механизм, включающий два подвижных звена, взаимодействующих между собой через высшую зубчатую кинематическую пару и образующих с третьим неподвижным звеном низшие (вращательные или поступательные) кинематические пары (рис. 6.1).

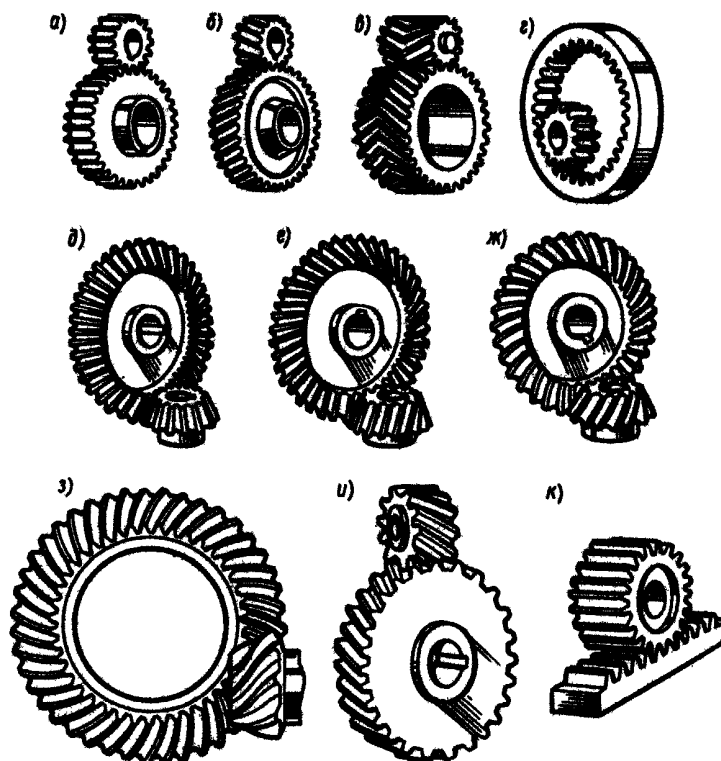


Рис. 6.1. Виды зубчатых передач.

Меньшее зубчатое колесо, участвующее в зацеплении обычно называют шестерней, большее – зубчатым колесом, звено зубчатой передачи, совершающее прямолинейное движение, называют зубчатой рейкой (рис. 6.1, к).

Назначение зубчатой передачи – передача движения (чаще всего вращательного) с преобразованием параметров, а иногда и его вида (реечная передача). Зубчатые передачи вращательного движения наиболее распространены в технике (рис. 6.1, а...и). Они характеризуются передаваемыми мощностями от микроватт (механизм кварцевых наручных часов) до десятков тысяч киловатт (крупные шаровые мельницы, дробилки, обжиговые печи) при окружных скоростях до 150 м/с.

Детали машин и основы конструирования

Зубчатые передачи классифицируются:

- 1) по величине передаточного числа:
 - с передаточным числом $u \geq 1$ – редуцирующие (редукторы);
 - с передаточным числом $u < 1$ – мультиплицирующие (мультипликаторы).
- 2) по взаимному расположению валов:
 - с параллельными валами – цилиндрические зубчатые передачи (рис. 6.1, а...е);
 - с пересекающимися осями валов – конические зубчатые передачи (конические передачи с углом 90° между осями валов называют ортогональными; рис. 6.1, д...ж);
 - с перекрещивающимися осями валов – червячные, винтовые (рис. 6.1, и), гипоидные (рис. 6.1, з);
 - с преобразованием движения – реечные (рис. 6.1, к).
- 3) по расположению зубьев относительно образующей поверхности колеса:
 - прямозубые – продольная ось зуба параллельна образующей поверхности колеса (рис. 6.1, а, г, д, к);
 - косозубые – продольная ось зуба направлена под углом к образующей поверхности колеса (рис. 6.1, б, е, и);
 - шевронные – зуб выполнен в форме двух косозубых колес со встречным наклоном осей зубьев (рис. 6.1, в);
 - с круговым зубом – ось зуба выполнена по окружности относительно образующей поверхности колеса (рис. 6.1, ж, з).
- 4) по форме зацепляющихся звеньев:
 - с внешним зацеплением – зубья направлены своими вершинами от оси вращения колеса (рис. 6.1, а...в);
 - с внутренним зацеплением – зубья одного из зацепляющихся колес направлены своими вершинами к оси вращения колеса (рис. 6.1, г);
 - реечное зацепление – одно из колес заменено прямолинейной зубчатой рейкой (рис. 6.1, к);
 - с некруглыми колесами.
- 5) по форме рабочего профиля зуба:
 - эвольвентные – рабочий профиль зуба очерчен по эвольвенте круга (линия описываемая точкой прямой, катящейся без скольжения по окружности);
 - циклоидальные – рабочий профиль зуба очерчен по круговой циклоиде (линия описываемая точкой окружности, катящейся без скольжения по другой окружности);
 - цевочное (разновидность циклоидального) – зубья одного из колес, входящих в зацепление, заменены цилиндрическими пальцами – цевками;
 - с круговым профилем зуба (зацепление Новикова) – рабочие профили зубьев образованы дугами окружности практически одинаковых радиусов.
- 6) по относительной подвижности геометрических осей зубчатых колес:
 - с неподвижными осями колес – рядовые передачи (рис. 6.1);
 - с подвижными осями некоторых колес – планетарные передачи.
- 7) по жесткости зубчатого венца колес, входящих в зацепление:

Детали машин и основы конструирования

- с колесами неизменяемой формы (с жестким венцом);
- включающая колеса с венцом изменяющейся формы (гибким).

8) по окружной (тангенциальной) скорости зубьев:

- тихоходные ($V_3 < 3$ м/с);
- среднескоростные ($3 < V_3 < 15$ м/с);
- быстроходные ($V_3 > 15$ м/с).

9) по конструктивному исполнению:

- открытые (бескорпусные);
- закрытые (корпусные).

Наиболее широкое применение находят редуцирующие зубчатые передачи вращательного движения.

Достоинства зубчатых передач:

- 1) высокая надежность работы;
- 2) большой ресурс;
- 3) малые габариты;
- 4) высокий КПД;
- 5) относительно малые нагрузки на валы и подшипники;
- 6) постоянство передаточного числа;
- 7) простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач:

- 1) сложность изготовления и ремонта (необходимо высокоточное специализированное оборудование);
- 2) относительно высокий уровень шума, особенно на больших скоростях;
- 3) нерациональное использование зубьев – в работе передачи одновременно участвуют обычно не более двух зубьев каждого из зацепляющихся колёс.

Поверхности взаимодействующих зубьев должны обеспечить постоянство передаточного числа. Профили зубьев должны подчиняться определенным требованиям, вытекающим из основной теоремы зацепления: общая нормаль, проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям (рис. 6.2).

Практическое применение получило эвольвентное зацепление благодаря технологичности и достаточно высокой несущей способности. Рабочими профилями зубьев колес служит эвольвента. Каждое эвольвентное колесо нарезано так, что может сцепляться с соответствующими колесами, имеющими любое число зубьев.

Все геометрические параметры зубчатых передач стандартизированы.

С кинематической точки зрения зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения двух окружностей с диаметрами $O_2П$ и $O_1П$.

В качестве основного параметра зубчатых колес принят модуль.

Модуль – расчетная величина, равная отношению окружного шага зубьев p , по делительной окружности к числу π .

$$m = \frac{p_t}{\pi}. \quad (6.1)$$

Детали машин и основы конструирования

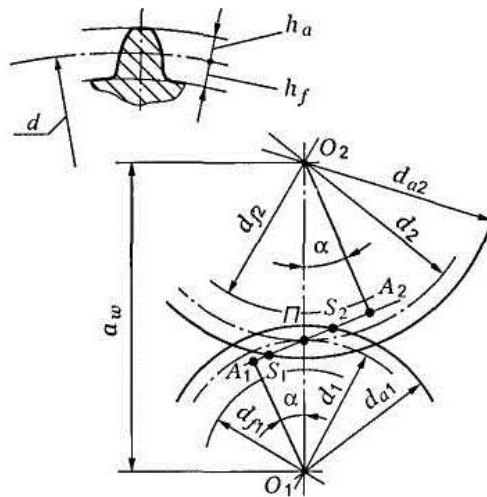


Рис. 6.2. Геометрия цилиндрической передачи: Π – полюс зацепления; A_1A_2 – линия зацепления; S_1S_2 – длина активной линии зацепления; α – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние; d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей; h_a, h_f – высота головки и ножки зуба соответственно; d_{f1}, d_{f2} – диаметры окружностей впадин; d_{a1}, d_{a2} – диаметры окружностей выступов

Шаг зацепления – расстояние между двумя одноименными профилями соседних зубьев по делительной окружности. Шаги сцепляющих зубьев должны быть равны.

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

Геометрия цилиндрических колес определяется несколькими концентрическими окружностями.

Начальные окружности – это сопряженные окружности двух сцепляющихся колес. Их радиусы равны $O_1\Pi$ и ΠO_2 . Начальные окружности относятся только к зацеплению пары колес. При изменении межосевого расстояния O_1O_2 диаметры начальных окружностей также меняются.

Делительная окружность принадлежит каждому отдельно взятому колесу. Делительная окружность является начальной при зубонарезании, при зацеплении колеса с производящей рейкой. У большинства зубчатых передач делительные окружности совпадают с начальными:

$$|O_1\Pi| = \frac{d_1}{2}; \quad |O_2\Pi| = \frac{d_2}{2}. \tag{6.2}$$

Основные параметры зубчатого колеса могут быть выражены через модуль m .

Диаметр делительной окружности $d = mz$, где z – число зубьев.

Диаметр окружности выступов $d_a = d + 2h_a = m(z + 2)$.

Диаметр окружности впадин $d_f = d - 2h_f = m(z - 2,5)$.

Высота головки зуба $h_a = m$.

Высота ножки зуба $h_f = 1,25m$.

Детали машин и основы конструирования

Для обеспечения взаимозаменяемости модули зубьев цилиндрических колес стандартизованы.

При передаче движения зубья колес сцепляются на линии A_1A_2 (линия зацепления). Линия зацепления образует с касательной, проведенной в точке касания Π (полюс зацепления), угол зацепления α ; для цилиндрических колес $\alpha = 20^\circ$.

Линия A_1A_2 – общая нормаль к поверхностям зубьев в точке касания. Практически зацепление происходит между точками пересечения линии зацепления с окружностями вершин колес S_1S_2 .

Основным геометрическим параметром цилиндрической передачи является межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = m(z_1 + z_2). \tag{6.3}$$

Межосевые расстояния и передаточные числа цилиндрических зубчатых колес стандартизованы.

Непрерывность работы передачи обеспечена, если последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей (перекрытие). Коэффициент торцового перекрытия ε_α – отношение длины активной линии зацепления к основному шагу, $\varepsilon_\alpha > 1$.

Методы изготовления зубчатых колес

Процесс нарезания зубьев повторяет процесс зацепления двух колес или колеса с рейкой. Метод обкатки – точный, высокопроизводительный и наиболее распространенный метод. Одно из колес или рейка снабжены режущими кромками и являются режущим инструментом, называемым производящим колесом.

Заготовка вращается, инструмент перемещается вдоль заготовки. Нарезание может производиться инструментальной рейкой, долбяком или червячной модульной фрезой.

При нарезании зубьев червячной фрезой (рис. 6.3, а) заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса. Одним и тем же инструментом можно нарезать колеса данного модуля с разным числом зубьев (рис. 6.3, а, б).

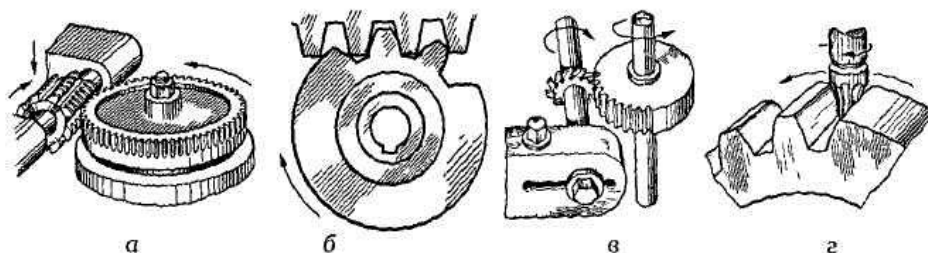


Рис. 6.3. Виды зубонарезания а, б – методом обкатки, в, г – методом копирования

Детали машин и основы конструирования

Метод копирования характерен тем, что режущий инструмент соответствует профилю впадины зуба колеса. После нарезания одной впадины заготовку поворачивают на величину одного шага и операцию повторяют. С изменением числа зубьев меняется форма впадины, поэтому для каждого модуля и числа зубьев нужно иметь свою фрезу. Нарезание зубьев методом копирования – недостаточно точный и малопроизводительный метод, применяемый в мелкосерийном производстве. Копирование производится дисковой (рис. 6.3, в) или концевой (рис. 6.3, г) фрезами.

При заданном модуле изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба. С уменьшением числа зубьев колеса толщина зуба в основании уменьшается, и при некотором минимальном значении z появляется подрез зуба режущей кромкой инструмента.

Смещение зубьев (модификацию) применяют

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

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

Модификация бывает высотной и угловой.

При высотной модификации колесо и шестерню изготавливают с противоположным смещением. Шестерню изготавливают с положительным смещением, колесо – с отрицательным смещением. Суммарный коэффициент смещения $\chi_{\Sigma} = \chi_1 + \chi_2 = 0$, где χ_1, χ_2 – коэффициенты смещения шестерни и колеса соответственно. Межосевое расстояние и угол зацепления не меняются.

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

При малом z инструменту сообщают смещение $\chi \cdot m$.

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

Основы расчета на контактную прочность и изгиб

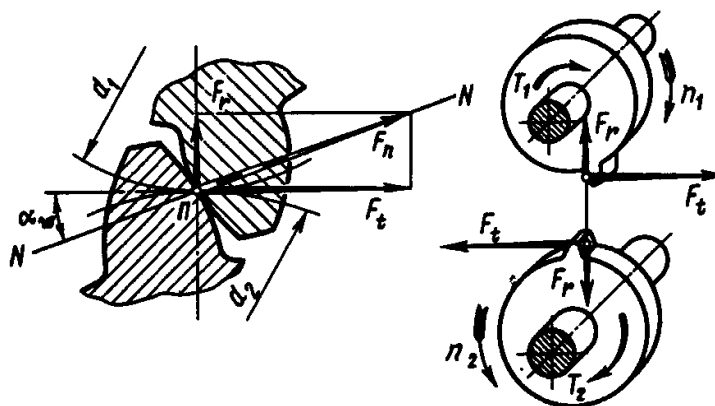


Рис. 6.4. Силы в прямозубой цилиндрической передаче

Детали машин и основы конструирования

При проведении прочностных расчетов зубчатых передач силы взаимодействия зубьев принято определять в полюсе зацепления (рис. 6.4). Тогда нормальную силу взаимодействия рабочих поверхностей зубьев прямозубой передачи можно разложить на тангенциальную и радиальную составляющие. Из параллелограмма сил получаем

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha; \quad F_r = F_n \cdot \sin \alpha; \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.4)$$

Тангенциальная сила передает вращающий момент в передаче и, таким образом, участвует в передаче энергии (мощности) от входного (ведущего) вала передачи к её выходному (ведомому) валу.

Но, выражая тангенциальную силу через передаваемые моменты и конструктивные параметры передачи, имеем

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{\eta \cdot d_2} = \frac{T_1 \cdot (u + 1)}{a_w} = \frac{T_2 \cdot (u + 1)}{\eta \cdot a_w \cdot u}. \quad (6.5)$$

Основными критериями работоспособности закрытых зубчатых передач, обеспеченных достаточным количеством смазки является контактная прочность взаимодействующих поверхностей зубьев и прочность зубьев на изгиб.

При недостаточной контактной прочности рабочих поверхностей зубьев на этих поверхностях в области ножки происходит прогрессирующее усталостное выкрашивание металла, нарушающее геометрию зацепления и ослабляющее поперечное сечение зуба по отношению к изгибным напряжениям, что в конечном итоге приводит к усталостному излому зуба.

Таким образом, расчет ведется из условия

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H \quad \text{и} \quad \sigma_F \leq [\sigma]_F \quad (6.6)$$

При проектном расчете цилиндрических передач вначале вычисляется межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (6.7)$$

где K_a – коэффициент, принимаемый равным: для прямозубой передачи

$$K_a = 49,5 \text{ МПа}^{1/3};$$

K_H – коэффициент нагрузки, учитывающий условия работы зубьев и качество их рабочих поверхностей и состоящий из произведения нескольких других коэффициентов;

T_1 – вращающий момент на шестерне, Н·м;

u – передаточное число передачи;

Детали машин и основы конструирования

$[\sigma]_H$ – допускаемые напряжения для материалов, из которых изготовлены зубчатые колеса передачи, МПа;

ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца колеса (венцы шестерни обычно выполняется на 2...4 мм шире зубчатого венца колеса), изменяющийся обычно в пределах 0,2...0,5 в зависимости от способа закрепления валов, несущих зубчатые колеса.

Полученное значение a_w округляется до ближайшего большего стандартного значения.

Полученную передачу проверяют на прочность по формуле

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w \cdot u} \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2 (u + 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (6.8)$$

где $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$ – коэффициент нагрузки;

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w.$$

Расчет на изгиб сводится к проверке условия $\sigma_F < [\sigma_F]$.

При расчете на изгиб полагают, что в зацеплении находится одна пара зубьев. Зуб рассматривают как консольную балку с силой F_n , приложенной к его вершине (рис. 6.6). Под действием силы зуб сжимается и изгибается.

При расчете учитывают суммарное напряжение на растянутой стороне. При выводе формулы используют коэффициенты, учитывающие особенность формы зуба и характер действующей нагрузки. Окончательная формула для проверочного расчета на изгиб следующая:

$$\sigma_F = Y_{F_2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} \frac{F_t}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (6.9)$$

где Y_{F_2} – коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев;

F_t – окружная сила;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба;

K_F – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии;

$K_{F\nu}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения;

Детали машин и основы конструирования

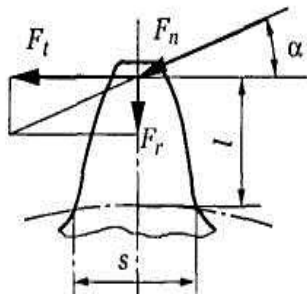


Рис. 6.6. Расчетная схема

Зуб шестерни у основания тоньше, чем у колеса, поэтому для обеспечения одинаковой прочности шестерню выполняют из более прочного материала, чем колесо. Для обеспечения равной изгибной прочности зубьев шестерни и колеса желательно,

$$\frac{[\sigma_{F_1}]}{Y_{F_1}} \approx \frac{[\sigma_{F_2}]}{Y_{F_2}}$$

чтобы

$$[\sigma_F]$$

Расчет ведут для того колеса, для которого Y_F меньше.

Косозубые колеса

У косозубых колес зубья образуют с образующей делительного цилиндра угол β . Оси колес остаются параллельными. Зубья нарезают теми же инструментами, что и прямые зубья. У пары зубчатых колес с внешним зацеплением одинаковые углы наклона зуба, но зубья противоположно направлены. У косозубого колеса параметры измеряют в торцовом (окружном) и нормальном ($n-n$) направлениях (рис. 6.7).

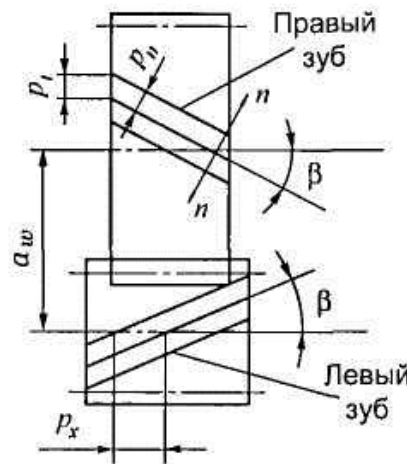


Рис. 6.7. Схема косозубых цилиндрических колес

Геометрические параметры косозубых цилиндрических колес:

$$m = m_n = \frac{p_n}{\pi};$$

- нормальный модуль:
- шаг в нормальном сечении p_n ; окружной шаг p_t ;

$$m_t = \frac{p_t}{\pi};$$

- окружной модуль

Детали машин и основы конструирования

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta};$$

- делительный диаметр
- диаметр вершин $d_a = d + 2m_n$;
- диаметр впадин $d_f = d - 2,5m_n$.

$$\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_x};$$

- коэффициент осевого перекрытия косозубой передачи

где b – ширина венца колеса; p_x – осевой шаг.

При работе косозубых передач зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В зацеплении всегда находятся минимум две пары зубьев. По сравнению с прямозубыми передачами повышаются нагрузочная способность, плавность и бесшумность работы.

С увеличением угла наклона увеличиваются длина контактной линии и коэффициент перекрытия, т. е. плавность и бесшумность работы повышаются. Одновременно увеличивается осевое усилие, дополнительно нагружающее валы и подшипники. Для ограничения осевых сил угол наклона выбирают в диапазоне $8...20^\circ$, стандартные косозубые колеса изготавливают с углом $\beta < 15^\circ$.

В передаче с косозубыми колесами действуют (рис. 6.8):

$$F_t = \frac{2T}{d};$$

- окружная сила

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

- радиальная сила

- осевая сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$.

Для уравнивания осевых усилий применяют цилиндрические колеса с венцами, разделенными на участки с правым и левым зубом, – шевронные колеса. В шевронном колесе осевые силы на полушевронах направлены в разные стороны (рис. 6.8, б): они уравниваются внутри колеса и не передаются на валы и опоры. Углы наклона на шевронных колесах увеличивают до 35° , иногда больше. Недостатком шевронных колес является их высокая стоимость.

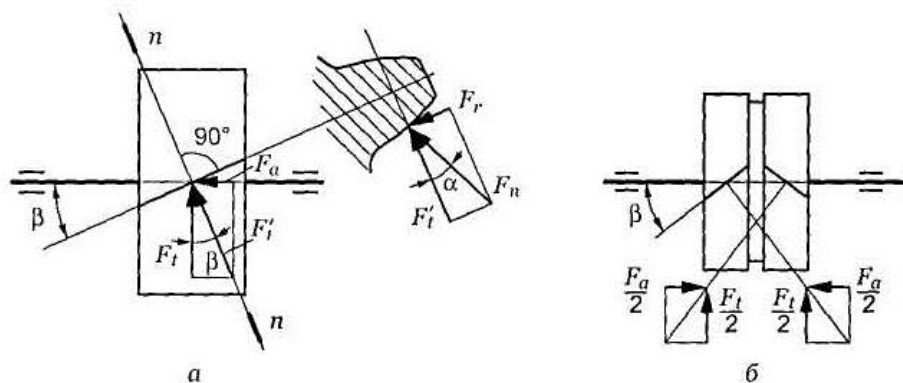


Рис. 6.8. Силы в зацеплении косозубых (а) и шевронных (б) колес

Детали машин и основы конструирования

Профиль косо́го зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба $m_n = m$. В колесах с косо́м зубом стандартизирован нормальный модуль. При получении формул для расчета на прочность косо́зубого колеса используют эквивалентное прямозубое колесо, у которого форма зуба совпадает с формой зуба в нормальном сечении косо́зубого колеса, радиус равен радиусу кривизны эллипса, полученного в сечении $n-n$ зуба косо́зубого колеса. Эквивалентное колесо изображено на рис. 6.9.

Параметры эквивалентного колеса определяют по формулам:

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta},$$

– делительный диаметр

где $d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$, следовательно $d_v = \frac{m_n z}{\cos^3 \beta}$, число зубьев $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$.

Ширина эквивалентного прямозубого колеса равна длине зуба косо́зубого колеса.

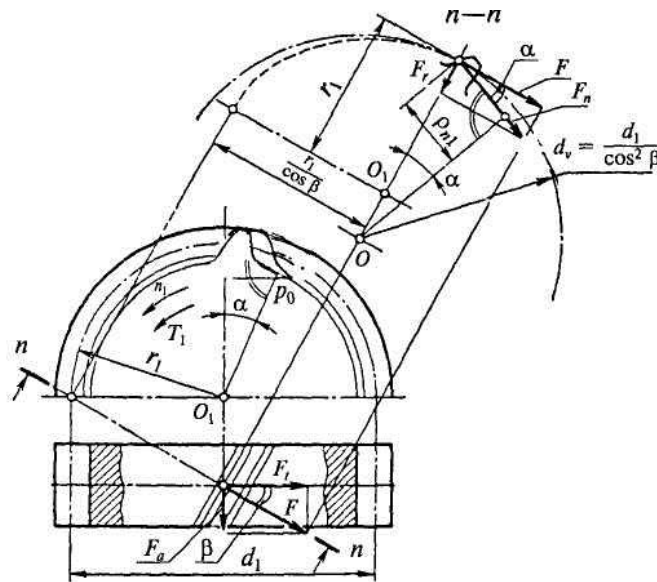


Рис. 6.9. Параметры приведенного (эквивалентного) колеса

Для расчета на прочность по контактным напряжениям и на изгиб используем формулы для прямозубого колеса. Подставив параметры эквивалентного колеса, получим формулу для проектировочного расчета передачи:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}}. \tag{6.10}$$

Для косо́зубых передач $K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$. Косо́зубые передачи работают более плавно, поэтому коэффициент $K_{H\beta}$ меньше, чем у прямозубых.

Допускаемые напряжения рассчитывают так же, как для прямозубых колес.

Детали машин и основы конструирования

Полученное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего стандартного значения, определяют геометрические параметры колес и проверяют полученную передачу по контактным напряжениям.

Проверочный расчет по контактным напряжениям выполняют по формуле

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w \cdot u} \sqrt[3]{\frac{K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} K_{Hv} T_2 (u + 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (6.11)$$

где $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv} , $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} – коэффициенты нагрузки.

Если условие не выполняется, увеличивают ширину колеса b_2 ; если этого недостаточно, увеличивают межосевое расстояние.

Наклонное положение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и плавность работы. Для расчета косозубых колес используют формулу для прямозубых и вводят поправочный коэффициент Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба, $Y_\beta = 0,7...0,9$.

Проверку на изгиб косозубых колес выполняют по формуле

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \frac{F_t}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (6.12)$$

Коэффициент формы зуба Y_F определяют по таблицам прямозубых колес по

числу зубьев эквивалентного колеса
$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_F]$ определяется так же, как для прямозубых колес.

Для обеспечения равной прочности по контактным и изгибным напряжениям можно определить нормальный модуль передачи по формуле

$$m_n = \frac{5,8 \cdot T_2 (u + 1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]}, \quad (6.13)$$

где a_w – полученное при расчете по контактным напряжениям межосевое расстояние;

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w.$$

Вопросы для самоконтроля:

1. Какой механизм называют зубчатой передачей?
2. Назовите основные классификационные признаки зубчатых передач.
3. Назовите примеры применения зубчатых передач.

Детали машин и основы конструирования

4. Назовите достоинства и недостатки зубчатых передач.
5. Назовите основные конструктивные параметры зубчатых передач, как они меж собой соотносятся?
6. Назовите основные кинематические параметры зубчатых передач, как они меж собой соотносятся?
7. В чем заключается главная особенность эвольвентных передач?

Лекция № 7. Конические и червячные передачи

Вопросы лекции:

1. Конические передачи.
2. Червячные передачи.

Конические передачи

Конические зубчатые передачи передают вращения между валами с пересекающимися осями. Основное применение нашли передачи с осями валов, пересекающимися под углом 90° . Передачи с межосевым углом, отличным от 90° , применяют редко из-за сложности изготовления.

Конические передачи сложнее цилиндрических, требуют периодической регулировки. Для нарезания зубчатых конических колес необходим специальный инструмент. Шестерня закрепляется консолью, при этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки. В зацеплении действуют осевые силы. Все это снижает нагрузочную способность по сравнению с цилиндрическими передачами. Однако конические колеса широко применяют в технике, где по условиям компоновки необходимо располагать валы под углом друг к другу.

Зацепление конических колес можно рассматривать как качение делительных круговых конусов шестерни и колеса. Диаметры основания делительных конусов шестерни и колеса и их числа зубьев связаны соотношением (рис. 7.1)

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}. \quad (7.1)$$

При угле $\Sigma = 90^\circ$, $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$, $\operatorname{tg} \delta_2 = u$.

Основными параметрами конического зубчатого колеса являются:

- внешнее конусное расстояние R_e – длина отрезка делительного конуса от вершины до основания;
- ширина зубчатого венца b – определяется расстоянием между внешним и внутренним торцами по образующей делительного конуса

$$b = 0,285 R_e; \quad R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}. \quad (7.2)$$

- внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{d_e}{z}, \quad (7.3)$$

Детали машин и основы конструирования

здесь d_e – диаметр конических зубчатых колес по внешнему торцевому сечению;

- средний модуль зуба

$$m = m_e - \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z}; \tag{7.4}$$

- средние делительные диаметры

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad d_2 = m \cdot z_2; \tag{7.5}$$

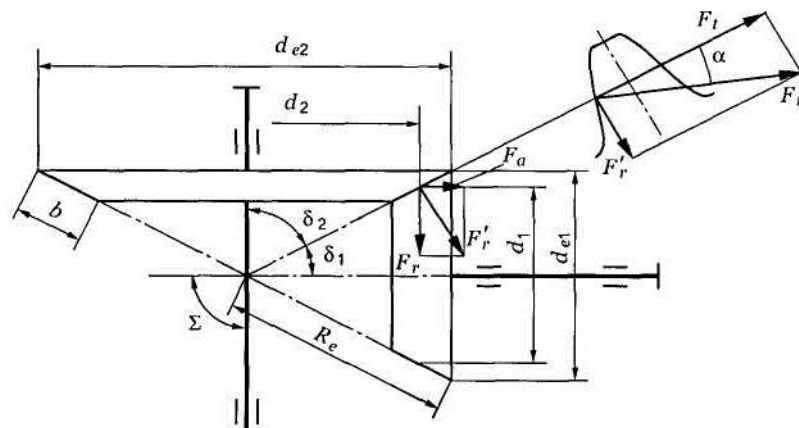


Рис. 7.1. Силы, действующие в конической передаче

Внешнее конусное расстояние R_e связано с внешним окружным модулем (рис. 7.1 и 7.2)

$$R_e = \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \tag{7.6}$$

Внешний окружной модуль можно не округлять до стандартного значения.

Зубья конических колес в зависимости от изменения сечения по длине делятся на три формы (рис. 7.2). Форма I применяется в основном для колес с прямыми зубьями. Форма II обеспечивает оптимальную прочность на изгиб, технологична, используется для колес с круговыми зубьями. Форма III применяется для плоских колес в специальных случаях.

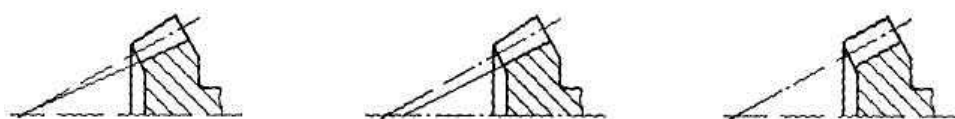


Рис. 7.2 Осевая форма зуба конического зубчатого колеса

Детали машин и основы конструирования

Конические колеса выпускают с прямыми, косыми и круговыми зубьями. Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают с меньшим шумом. Зубья нарезают резцовыми головками методом обкатки. Угол наклона зуба в среднем сечении 35° , сопряженные колеса имеют противоположное направление линии зубьев. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса – с левым.

В передаче с коническими колесами действуют (рис. 7.1):

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2};$$

- окружная сила

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = F_{a2};$$

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = F_{r2}.$$

Для колеса направление действующих сил противоположное. В прямозубой передаче осевая сила всегда направлена к большему торцу, радиальная – к центру колеса.

Конические передачи рассчитывают на контактную прочность и изгиб.

В конических колесах нагрузка по длине зуба распределена неравномерно. Для простоты расчет конических колес на изгиб ведут по среднему сечению зуба. Расчет основан на допущении, что нагрузочная способность конической передачи равна нагрузочной способности эквивалентной цилиндрической передачи при ширине колеса, равной ширине конических колес. Модуль цилиндрического колеса равен торцовому модулю конического колеса.

$$\text{Диаметр эквивалентного колеса} \quad d_v = \frac{d}{\cos \delta} = m \cdot z_v.$$

$$\text{Число зубьев} \quad z_v = \frac{z}{\cos \delta}.$$

При проектировочном расчете определяют внешний делительный диаметр колеса.

Считают, что нагрузочная способность конического колеса составляет 0,85 нагрузочной способности цилиндрического.

$$d_{e1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{0,85 \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (7.11)$$

где K_H – коэффициент нагрузки.

Допускаемое напряжение определяют по формулам для цилиндрических колес.

Для открытых передач и передач с высокой твердостью поверхности (HRC > 50) геометрические параметры колес определяют из расчета на изгиб, при этом рассчитывают средний модуль. Для закрытых, передач расчет на изгиб является проверочным. Для проверочного расчета

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot Y_F \cdot F_t}{0,85 \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (7.12)$$

где K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по числу зубьев z ;

F_t – окружная сила;

b – ширина зубчатого венца;

m – модуль зуба в среднем сечении.

Допускаемые напряжения рассчитываются так же, как для цилиндрических колес.

Червячные передачи

В этих передачах в качестве подвижных звеньев фигурируют зубчатые колеса, сидящие на вращающихся валах. Кроме подобных зубчатых передач в технике получили широкое распространение передачи, имеющие зубчато-винтовое зацепление – червячные передачи.

Червячная передача – это передача (рис. 7.3), два подвижных звена которой, червяк 1 и червячное колесо 2, образуют совместно высшую зубчато-винтовую кинематическую пару, а с третьим, неподвижным звеном, низшие вращательные кинематические пары.

Как следует из определения, червячная передача обладает свойствами как зубчатой (червячное колесо на своем ободе несет зубчатый венец), так и винтовой (червяк имеет форму винта) передач. Червячная передача, также как и винтовая, характеризуется относительно высокими скоростями скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса.

Достоинства червячных передач:

- 1) компактность и относительно небольшая масса конструкции;

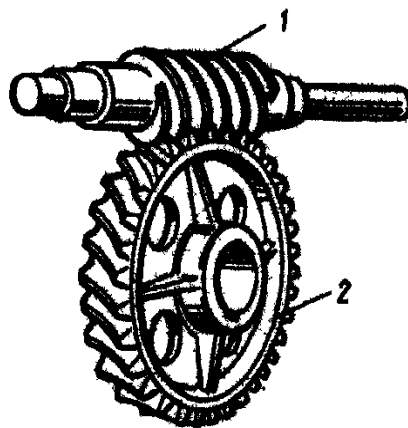


Рис. 7.3. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – червячное колесо

- 2) возможность получения больших передаточных чисел в одной ступени – стандартные передачи $u \leq 80$, специальные – $u \geq 300$;

Детали машин и основы конструирования

- 3) высокая плавность и кинематическая точность;
- 4) низкий уровень шума и вибраций;
- 5) самоторможение при обратной передаче движения, то есть невозможность передачи движения в обратном направлении – от ведомого червячного колеса к ведущему червяку.

Недостатки червячных передач обусловлены большими скоростями скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса, а также значительными осевыми силами, действующими на валах передачи.

Недостатки червячных передач:

- 1) низкий КПД и высокое тепловыделение;
- 2) повышенный износ и уменьшенный срок службы;
- 3) склонность к заеданию, что вызывает необходимость применения специальных антифрикционных материалов для изготовления зубчатого венца червячного колеса и специальных видов смазки с антизадирами присадками.

Червячные передачи классифицируются:

- 1) по направлению линии витка червяка:
 - правые (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк вкручивается в пространство – уходит от наблюдателя);
 - левые (при наблюдении с торца червяка и его вращении по часовой стрелке червяк выкручивается из пространства – идёт на наблюдателя);
- 2) по числу заходов червяка:
 - с однозаходным червяком, имеющим один гребень, расположенный по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;
 - с двух-, трёх-, четырёх-, многозаходным червяком, имеющим соответственно 2, 3, 4 или более одинаковых гребней расположенных по винтовой линии, наложенной на делительный цилиндр червяка;
- 3) по форме делительной поверхности червяка:
 - с цилиндрическим червяком (образующая делительной поверхности – прямая линия);
 - с глобоидным червяком (образующая делительной поверхности – дуга окружности, совпадающая с окружностью делительной поверхности червячного колеса);
- 4) по положению червяка относительно червячного колеса:
 - с нижним расположением червяка;
 - с верхним расположением червяка;
 - с боковым расположением червяка;
- 5) по пространственному положению вала червячного колеса:
 - с горизонтальным валом червячного колеса;
 - с вертикальным валом червячного колеса;
- 6) по форме боковой (рабочей) поверхности витка червяка (рис. 7.4):
 - с архимедовым червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в продольно-диаметральном сечении (обозначается ZA);
 - с конволютным червяком, боковая поверхность его витков очерчена прямой линией в нормальном к направлению витков сечении (обозначается ZN);

Детали машин и основы конструирования

– с эвольвентным червяком, боковая поверхность его витков в продольно-диаметральном сечении очерчена эвольвентой (обозначается ZI).

Эвольвентный червяк эквивалентен цилиндрическому эвольвентному косозубому колесу с числом зубьев, равным числу заходов червяка.

Форма боковой поверхности червяка мало влияет на работоспособность червячной передачи и, в основном, связана с выбранной технологией изготовления червяка (рис. 7.4).

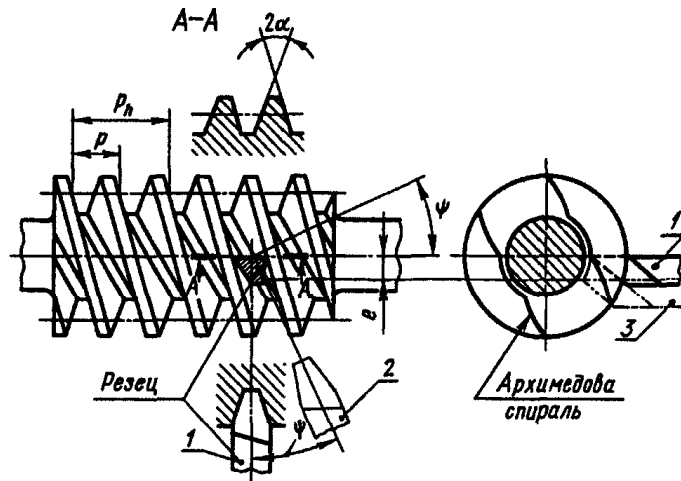


Рис. 7.4. Установка резца при нарезании архимедовых (1), конволютных (2) и эвольвентных (3) червяков

Геометрические характеристики червячной передачи связаны между собой соотношениями, во многом аналогичными соотношениям зубчатых передач (рис. 7.5).

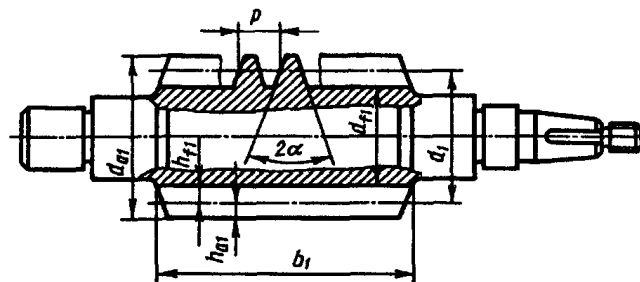


Рис. 7.5. Размеры цилиндрического червяка

Основным стандартизованным параметром червячной передачи является модуль m (измеряется в мм), осевой для червяка и окружной (торцовый) для червячного колеса. Поскольку делительный диаметр червяка невозможно связать с числом его заходов z_1 (витки червяка нарезаются вдоль его оси, а не по окружности, как у зубчатого колеса), для определения делительного диаметра червяка вводится специальный коэффициент диаметра червяка q , показывающий число модулей, укладываемых в делительный диаметр.

Детали машин и основы конструирования

Свои особенности имеет и геометрия венца червячного колеса. В виду того, что образующая делительной поверхности венца червячного колеса (рис. 6.6) имеет дугообразную форму и, следовательно, в разных точках разное удаление от оси вращения колеса, все основные размерные показатели (делительный диаметр, высота зуба и др.) измеряются в срединной плоскости, проходящей через геометрическую ось червяка.

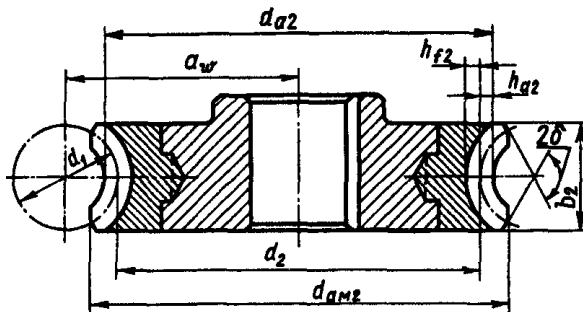


Рис. 6.6. Параметры венца червячного колеса

В связи с этим, модуль с делительными диаметрами червяка (рис. 7.5) и червячного колеса (рис. 7.6) связан соотношениями

$$d_1 = m \cdot q$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней нарезки червяка, называют расчетным шагом нарезки червяка. Расчетный шаг нарезки червяка (размер p на рис. 7.5) связан с модулем червячного зацепления соотношением, аналогичным таковому для зубчатого зацепления:

$$p = \pi \cdot m \tag{7.13}$$

Расстояние, измеренное между одноименными поверхностями двух соседних гребней, принадлежащих общей винтовой линии нарезки червяка, называют ходом витка червяка. Из определения червяка следует, что расчетный шаг p и ход витка p_z связаны соотношением

$$p_z = p \cdot z_1 \tag{7.14}$$

Высота головок витков червяка и зубьев червячного колеса также как и в зубчатом зацеплении равна модулю зацепления ($h_{a1} = h_{a2} = m$), а высота ножек с целью исключения возможности утыкания головки зуба в дно впадины, как и в конических передачах, на 20 % больше модуля зацепления ($h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$). Тогда диаметр вершин витков (внешний диаметр) червяка d_{a1} (рис. 7.5) и диаметр вершин зубьев червячного колеса d_{a2} (рис. 7.6) могут быть найдены по выражениям

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = m(q + 2),$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = m \cdot (z_2 + 2),$$

Детали машин и основы конструирования

а диаметр впадин витков (внутренний диаметр) червяка d_{f1} (рис. 7.5) и диаметр впадин зубьев червячного колеса d_{f2} (рис. 7.6) – по выражениям

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = m \cdot (q - 2,4)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = m \cdot (z_2 - 2,4)$$

Измеренный в плоскости осевого сечения угол α между касательной к боковой поверхности витков червяка и нормалью к оси его вращения для архимедовых червяков является величиной постоянной, стандартизован и равен 20° . Следовательно, угол между двумя касательными к противоположным боковым поверхностям одного витка (угол заострения гребня) составляет 2α или 40° .

Длина нарезанной части червяка b_1 (рис. 7.5) зависит от числа его заходов и выбирается по эмпирическим формулам:

- при числе витков червяка $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) \cdot m;$$

- при числе витков червяка $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) \cdot m.$$

Отношение хода витка к длине делительной окружности червяка – есть величина тангенса угла подъёма γ винтовой линии нарезки червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q}. \quad (7.15)$$

Максимальный диаметр зубьев червячного колеса d_{aM2} имеет ограничение сверху по соотношению

$$d_{aM2} \leq \left(d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} \right). \quad (7.16)$$

Ширину зубчатого венца червячного колеса b_2 выбирают по стандартному ряду размеров. При этом размер b_2 должен удовлетворять соотношению:

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

Детали машин и основы конструирования

При прочностных расчетах червячной передачи возникает потребность в знании условного угла 2δ охвата витков червяка зубьями червячного колеса (рис. 7.6). Этот угол определяют по точкам пересечения боковых (торцовых) поверхностей червячного колеса с условной окружностью, диаметр которой равен

$$(d_{a1} - 0,5 \cdot m) = m \cdot (q + 1,5),$$

следовательно,

$$\sin \delta = \frac{b_2}{(d_{a1} - 0,5 \cdot m)} = \frac{b_2}{m \cdot (q + 1,5)}. \quad (7.17)$$

Межосевое расстояние для несмещенной червячной передачи определяется по формуле

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}. \quad (7.18)$$

Передаточное число червячной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

При $z_2 = 30 \dots 80$; и $z_1 = 1; 2; 4; u = 8 \dots 80$.

Коэффициент полезного действия η_3 червячного зацепления можно вычислить как КПД винтовой кинематической пары:

– при ведущем червяке
$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}; \quad (7.19)$$

– при ведущем червячном колесе
$$\eta_{30} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}; \quad (7.20)$$

где φ' – приведенный угол трения;

γ – угол подъема линии витка.

В червячной передаче сила F_n , действующая со стороны червяка, воспринимается, как правило, не одним, а несколькими зубьями. Однако, также как и в зубчатых передачах, при выполнении расчетов эту силу принято располагать в полюсе зацепления (рис. 7.7, а). Эту силу не трудно разложить по

Детали машин и основы конструирования

правилу параллелограмма на три взаимно перпендикулярных составляющих F_{t1} , F_{r1} и F_{a1} .

Далее, согласно третьему закону Ньютона устанавливаем, что (рис. 7.7, б)

$$F_{t2} = F_{a1}, F_{a2} = F_{t1} \text{ и } F_{r2} = F_{r1}.$$

Тангенциальные силы на червяке и червячном колесе наиболее удобно вычислить через вращающие моменты на соответствующих валах, тогда

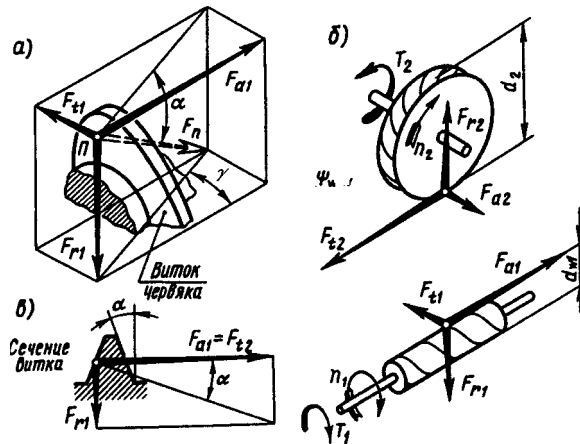


Рис. 7.7. Силы в червячной передаче

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u \cdot \eta \cdot d_1} \quad \text{и} \quad F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.21)$$

Прочностной расчет червячной передачи включает два основных этапа:

- 1) проектный расчет, имеющий целью определение основных геометрических, кинематических и силовых параметров передачи;
- 2) проверочный расчет, имеющий целью проверку сохранения работоспособности передачи в течение заданного срока работы.

Проектный расчет, как уже отмечалось, обычно выполняется по контактным напряжениям, а в основу вывода расчетных формул положены те же исходные зависимости и допущения, что и при расчете зубчатых передач (формула Герца для контакта двух упругих криволинейных поверхностей).

После подстановки параметров червячного колеса, коэффициентов, учитывающих характер нагрузки, и соответствующих преобразований получена формула для проверочного расчета передачи:

$$\sigma_H = \frac{170 \cdot q}{z_2} \sqrt{K_H \cdot T_2 \left(\frac{1 + \frac{z_2}{q}}{\frac{q}{a_w}} \right)^3} \leq [\sigma_H]. \quad (7.22)$$

Выразив из полученной формулы межосевое расстояние, получим формулу для проектировочного расчета червячной передачи

$$a_w = \left(1 + \frac{z_2}{q} \right)^3 \sqrt[3]{K_H \cdot T_2 \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2}. \quad (7.23)$$

При расчете задаются ориентировочными значениями КПД редуктора, скорости скольжения в передаче, определяют вращающие моменты. По принятой величине скорости скольжения выбирают материал венца колеса и определяют допускаемое напряжение. По заданному передаточному числу определяют число

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

заходов червяка и число зубьев колеса:

Полученное при расчете значение a_w округляют и по рассчитанному межосевому расстоянию определяют геометрические параметры передачи и уточняют их по стандартам.

Определяют усилия в зацеплении. Проводят проверку полученной передачи на изгиб. Формула для проверочного расчета передачи на изгиб

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} \leq [\sigma_F], \quad (7.24)$$

где K_F – коэффициент нагрузки;

Y_F – коэффициент формы зуба (выбирается по приведенному числу зубьев

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}.$$

Если в результате расчета условие (7.24) не удовлетворяется, то прочность зуба на изгиб можно повысить за счёт увеличения модуля с последующим пересчетом всех геометрических параметров передачи, либо заменой материала венца червячного колеса на другой с более высокими механическими характеристиками.

Скорость скольжения в передаче (рис. 7.8)

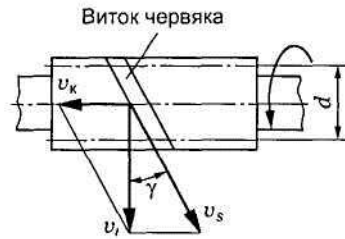


Рис. 7.8. Скорость скольжения в передаче: v_k – линейная скорость витка колеса; v_r – линейная скорость витка червяка; v_s – скорость взаимного скольжения

$$v_s = \sqrt{v_r^2 + v_k^2} = \frac{v_r}{\cos \gamma}. \quad (7.25)$$

Высокое тепловыделение в червячной передаче, обусловленное её относительно малым КПД, и требует принятия специальных мер для поддержания нормальной рабочей температуры деталей передачи. Допустимая температура масла в корпусе червячного редуктора обычно не должна превышать 70...90 °С.

Тепловой расчет червячной передаче базируется на соотношении

$$Q_{\text{выд}} \leq Q_{\text{отд}} \quad (7.26)$$

где $Q_{\text{выд}}$ – количество тепловой энергии, выделяемое при работе передачи;
 $Q_{\text{отд}}$ – количество тепла, которое способно отдать в окружающую среду охлаждающее устройство.

Эти количества тепла могут быть вычислены по формулам

$$Q_{\text{выд}} = (1 - \eta) \cdot P_1$$

$$Q_{\text{отд}} = A_{\text{охл}} \cdot K_T \cdot (t_M - t_o), \quad (7.27)$$

где P_1 – мощность, подводимая к червяку передачи;
 $A_{\text{охл}}$ – площадь, омываемая хладагентом (воздух, охлаждающая вода);
 K_T – коэффициент теплоотдачи охлаждаемой поверхности;
 t_M и t_o – температура масла в корпусе передачи и хладагента, соответственно.

При охлаждении редуктора потоком воздуха с целью увеличения площади охлаждаемой поверхности её оребряют, причем, рёбра должны быть направлены по ходу потока охлаждающего воздуха.

При свободном конвективном охлаждении коэффициент теплоотдачи $K_T = 8...17$ Вт/м²·°С, при воздушном охлаждении – $K_T = 20...28$ Вт/м²·°С, при водяном охлаждении – $K_T = 70...100$ Вт/м²·°С

Детали машин и основы конструирования

Вопросы для самоконтроля:

1. Назовите наименее прочный элемент червячного зацепления.
2. Назовите основные виды возможных разрушений зубьев червячного колеса.
3. Какой критерий является главным при выборе материала венца червячных колес?
4. Как определяется циклическая долговечность передачи?
5. Какие группы материалов применяются для изготовления венцов червячных колёс, в чём их различия?
6. Какие напряжения приняты в качестве основных при проектном расчёте червячных передач?
7. Назовите геометрический параметр, определяемый в первую очередь при проектном расчёте?
8. Перечислите другие геометрические параметры, определяемые при проектном расчёте червячной передачи.
9. По каким параметрам прочности выполняется проверочный расчет червячной передачи?
10. Что следует предпринять, если спроектированная передача не обеспечивает необходимой контактной прочности зубьев? А если запас прочности чрезмерно велик?
11. Как установить реальный КПД червячной передачи?
12. Сравните КПД червячной передачи при нормальной работе и в момент пуска ($v_s \text{ нач} \approx 0,1 v_s \text{ ном}$).

Лекция № 8. Планетарные зубчатые передачи. Редукторы

Вопросы лекции:

1. Планетарные передачи.
2. Редукторы.

Планетарные передачи.

В рассмотренных передачах положение зубчатых колёс и их конфигурация в процессе работы передачи оставались неизменными. Однако находят всё более широкое использование передачи с изменяемой геометрией формы или расположения подвижных звеньев. Наиболее широко из передач такого вида используются планетарные и волновые передачи.

Планетарной называется передача, имеющая в своём составе зубчатые колёса с перемещающимися геометрическими осями (рис. 8.1). Такие колёса (2) принято называть сателлитами. Колёса, геометрические оси которых совпадают с общей осью передачи (с осью входного и

выходного валов), называют центральными (1 и 3).

Центральное колесо с зубьями на внешней стороне обода (1), то есть направленными от оси вращения колеса, называют солнечной шестерней, а второе центральное колесо, взаимодействующее с сателлитами внутренними зубьями (3), то есть направленными к оси колеса, называют эпициклическим или просто эпициклом. Звено, несущее на себе подвижные оси сателлитов, называют водилом (4). На кинематических схемах (рис. 8.2) зубчатые колёса обычно обозначают арабскими цифрами, а водило – буквой H или h .

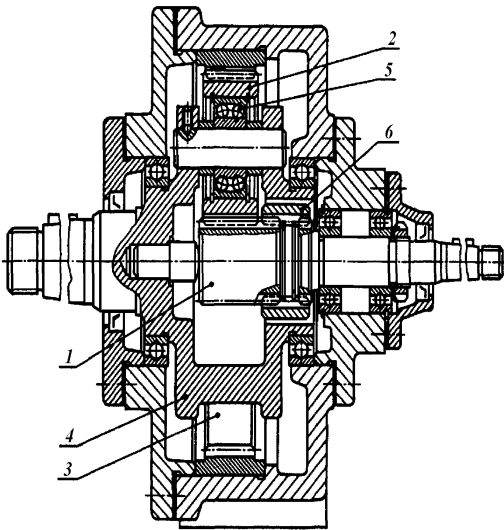


Рис. 8.1. Планетарная передача (редуктор)

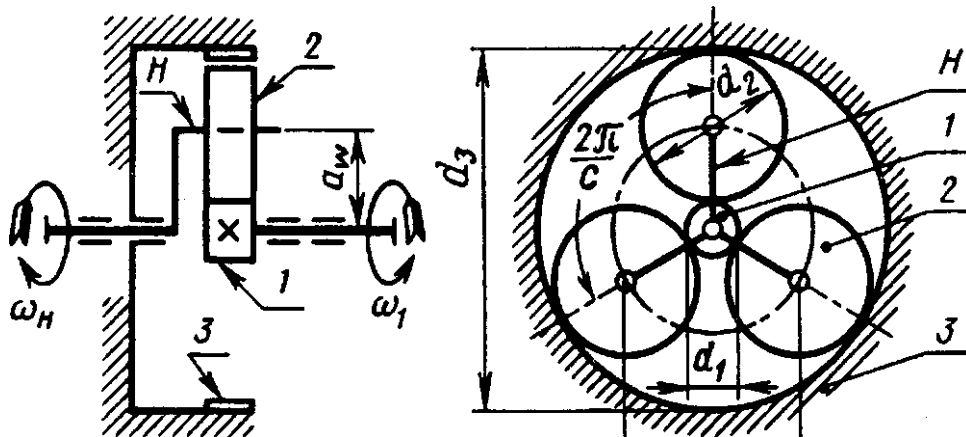


Рис. 8.2. Схема однорядной планетарной передачи

Детали машин и основы конструирования

Наиболее распространенная простейшая однорядная планетарная передача (рис. 8.2) состоит из центрального колеса 1 с наружными зубьями, неподвижного центрального (корончатого) колеса 3 с внутренними зубьями и водила H , на котором закреплены оси планетарных колес, или сателлитов, 2.

Такую планетарную передачу принято называть простым планетарным рядом. Главной кинематической характеристикой простого планетарного ряда является его кратность

$$K = z_3 / z_1, \quad (8.1)$$

где z_3 – количество зубьев эпицикла;

z_1 – количество зубьев солнечного колеса.

По количеству планетарных рядов планетарные передачи бывают одно-, двух-, трёх-, четырех- и многорядные. В российской литературе часто используют классификацию планетарных передач, предложенную проф. В.Н. Кудрявцевым. По этой классификации число центральных колёс обозначается цифрой и буквой K , далее в обозначении передачи через тире указывается число водил, равное количеству планетарных рядов, и буква H . Согласно этой классификации представленная на рис. 8.2 кинематическая схема будет соответствовать передаче $2K-H$.

Если в планетарной передаче сделать подвижными все звенья, т. е. оба колеса и водило, то такую передачу называют дифференциалом. С помощью дифференциала одно движение можно разложить на два или два сложить в одно. Например, движение от колеса 3 можно передавать одновременно колесу 1 и водилу H или от колес 1 и 3 водилу H и т. д.

В планетарных передачах применяются не только цилиндрические, но и конические колеса. Зубья могут быть прямые и косые.

Достоинства планетарных передач.

1. Малые габариты и масса (передача вписывается в размеры корончатого колеса). Это объясняется тем, что мощность передается по нескольким потокам, численно равным числу сателлитов, поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз.

2. Удобны при компоновке машин благодаря соосности ведущих и ведомых валов.

3. Работают с меньшим шумом, чем в обычных зубчатых передачах, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме. При симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются.

4. Малые нагрузки на опоры, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них.

5. Планетарный принцип передачи движения позволяет получить большие передаточные числа при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритах.

Недостатки планетарных передач.

1. Повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи.

2. Снижение к.п.д. передачи с ростом передаточного числа.

Детали машин и основы конструирования

Планетарную передачу применяют как: а) редуктор в силовых передачах и приборах; б) коробку перемены передач, передаточное число в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев (например, водила или одного из колес); в) дифференциал в автомобилях, тракторах, станках, приборах.

Особенно эффективно применение планетарных передач, совмещенных с электродвигателем.

При определении передаточного числа планетарной передачи используют метод остановки водила (метод Виллиса). По этому методу всей планетарной передаче мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью водила но в обратном направлении. При этом водило, как бы останавливается, а закрепленное колесо освобождается. Получается так называемый обращенный механизм, представляющий собой обычную непланетарную передачу, в которой геометрические оси всех колес неподвижны. Сателлиты при этом становятся промежуточными (паразитными) колесами (промежуточными называются колеса, которые не влияют на передаточное число механизма).

В качестве примера определения передаточного числа рассмотрим планетарную передачу, изображенную на рис. 8.2, при передаче движения от колеса 1 к водилу Н. Для обращенного механизма этой передачи

$$u' = \frac{(\omega_1 - \omega_H)}{(\omega_3 - \omega_H)} = - \frac{z_3}{z_1}, \tag{8.2}$$

где $\omega_1 - \omega_H$ и $\omega_3 - \omega_H$ – соответственно угловые скорости колес 1 и 3 относительно водила Н;

z_1 и z_3 – соответственно числа зубьев колес 1 и 3.

Здесь существенное значение имеет знак передаточного числа. Принято передаточное число считать положительным, если в обращенном механизме ведущее и ведомое звенья вращаются в одну сторону, и отрицательным, если в разные стороны. В рассматриваемом обращенном механизме колеса 1 и 3 вращаются в разные стороны.

Для реальной планетарной передачи, у которой в большинстве случаев колесо 3 закреплено неподвижно, колесо 1 является ведущим, а водило Н – ведомым, из формулы (8.2) при $\omega_3 = 0$ получим

$$\frac{(\omega_1 - \omega_H)}{(-\omega_H)} = - \frac{z_3}{z_1}; \quad - \frac{(\omega_1)}{(\omega_H)} + 1 = - \frac{z_3}{z_1},$$

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

или

$$\tag{8.3}$$

Для других видов планетарных передач передаточное число определяется таким же методом.

Детали машин и основы конструирования

Особенности проектирования и расчёта планетарных передач связаны с наличием избыточных кинематических связей (нескольких сателлитов).

Расчет однорядной прямозубой передачи проводится в следующем порядке.

1. Число зубьев центральной шестерни 1 задаются из условия неподрезания ножки зуба, принимая для нее $z_1 \geq 17$.

2. Число зубьев неподвижного центрального колеса 3 определяют по заданному передаточному числу из формулы (7.3)

$$z_3 = z_1(u - 1). \quad (8.4)$$

3. Число зубьев сателлитов 2 вычисляются из условия соосности, по которому межосевые расстояния a_w зубчатых пар с внешним и внутренним зацеплениями должны быть равны. Из рис. 8.2 для некорригированной прямозубой передачи

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(d_3 - d_2), \quad (8.5)$$

где $d = mz$ – делительные диаметры.

Так как модули зацеплений планетарной передачи одинаковые, то формула (8.5) примет вид

$$z_2 = 0,5 \cdot (z_3 - z_1). \quad (8.6)$$

Полученные числа зубьев z_1 , z_2 , z_3 проверяют по условиям сборки и соседства.

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

$$\frac{z_1 + z_3}{c} = \text{целому числу}. \quad (8.7)$$

Условие соседства требует, чтобы сателлиты при вращении не задевали зубьями друг друга. Для этого необходимо, чтобы сумма радиусов вершин зубьев соседних сателлитов, равная $d_{a2} = m(z_2 + 2)$, была меньше расстояния l между их осями (см. рис. 8.2), т. е.

$$d_{a2} \pi l = 2a_w \sin \frac{\pi}{c}, \quad (8.8)$$

где $a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2)$ – межосевое расстояние.

Детали машин и основы конструирования

Из формулы (8.8) следует, что условие соседства удовлетворяется, когда

$$z_2 + 2 \pi (z_1 + z_2) \cdot \sin \frac{\pi}{c}, \quad (8.9)$$

После выбора числа зубьев проводится расчет на прочность зубьев по формулам обыкновенных зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления. Например, в передаче, изображенной на рис. 8.2, необходимо рассчитать внешнее зацепление колес 1 и 2 и внутреннее – колес 2 и 3. Так как модули и силы в этих зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочней внешнего, то при одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только внешнее зацепление.

Расчет передачи ведут в той же последовательности, что и цилиндрических зубчатых передач, с некоторыми отличиями, изложенными ниже.

При определении допускаемых напряжений коэффициенты долговечности K_{HL} находят по числу циклов N' перемены напряжений зубьев за весь срок службы при вращении колес только относительно друг друга.

Для центральной шестерни

$$N'_1 = 573 \cdot c \cdot \omega'_1 \cdot L_h, \quad (8.10)$$

где $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_H$ – относительная угловая скорость центральной шестерни; ω_1 и ω_H – угловые скорости центральной шестерни и водила.

Для сателлитов

$$N'_2 = 573 \cdot \omega'_2 \cdot L_h, \quad (8.11)$$

где $\omega'_2 = \omega' \cdot \frac{z_1}{z_2}$ – относительная угловая скорость сателлита.

Межосевое расстояние планетарной прямозубой передачи пары колес внешнего зацепления (центральной шестерни с сателлитом) определяют по формуле

$$a_w \geq 49,5 \cdot (u' + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_c \cdot T_1}{c \cdot \psi_a \cdot u' \cdot [\sigma]_H^2} K_{H\beta}}, \quad (8.12)$$

где $u' = \frac{z_2}{z_1}$ – передаточное число рассчитываемой пары колес;

Детали машин и основы конструирования

$K_c = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами;

T_1 – вращающий момент на валу центральной шестерни, Н·мм;

ψ_a – коэффициент ширины венца колеса. При $u' \leq 6,3$ принимают $\psi_a = 0,5$, а при $u' > 6,3$ $\psi_a = 0,4$.

Полученное значение a_w округляют до стандартного значения.

Ширина центрального (корончатого) колеса

$$b_3 = \psi_a \cdot a_w \quad (8.13)$$

Ширину венцов сателлитов и центральной шестерни принимают на 2...4 мм больше значения b_3 .

Делительный диаметр центральной шестерни

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{u' + 1}. \quad (8.14)$$

Модуль зацепления

$$m = \frac{d_1}{z_1}. \quad (8.15)$$

Полученный расчетом модуль округляют до ближайшего стандартного значения, а затем уточняют числа колес по формулам:

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (u' + 1)}, \quad (8.16)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u', \quad (8.17)$$

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \quad (8.18)$$

с последующей проверкой условий сборки и соседства.

Окружную силу в зацеплении вычисляют по формуле

$$F_t = \frac{2K_c \cdot T_1}{c \cdot d_1}, \quad (8.19)$$

Радиальную силу определяют, как в обычных передачах.

Редукторы

Редукторы – это механизмы, служащие для понижения угловых скоростей и увеличения вращающих моментов и выполненные в виде отдельных агрегатов. Передача размещается в отдельном герметичном жестком корпусе. Редукторы обеспечивают посто-янное передаточное число. Передаточные числа стандартных редукторов от 1 до 400, большие передаточные числа применяют редко.

При малых передаточных числах применяют одноступенчатые редукторы с передаточными числами до 10, чаще до 6,37.

Основное распространение получили двухступенчатые редукторы с передаточными числами 15...30.

Редукторы классифицируются по типам, типоразмерам и исполнениям (рис. 8.3).

Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному и положением осей валов в пространстве.

Для обозначения передач используются прописные буквы русского алфавита: Ц – цилиндрическая, К – коническая, Ч – червячная, Г – глобоидная, П – планетарная, В – волновая.

Если одинаковых передач две или более, то после буквы ставится соответствующая цифра. Широкий редуктор обозначается буквой Ш, узкий – У, соосный – С. В мотор-редукторах к обозначению впереди добавляется буква М.

Наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости, и поэтому специального обозначения не имеют (у червячных редукторов валы скрещиваются, оставаясь горизонтальными).

Так, например, на рис. 8.3, ж показана схема редуктора типа КЦ2 – коническо-цилиндрического трехступенчатого редуктора с одной конической и двумя цилиндрическими передачами, все валы которого расположены в горизонтальной плоскости (мотор-редуктор на базе этого примера обозначается МКЦ2).

Если все валы редуктора расположены в одной вертикальной плоскости, то к обозначению типа добавляется индекс В. Если ось тихоходного вала вертикальна, то добавляется индекс Т, если ось быстроходного вала вертикальна, то – индекс Б.

Например, на рис. 8.3, в приведена схема редуктора типа Ц2в – цилиндрического двухступенчатого редуктора, все валы которого расположены в вертикальной плоскости, а на рис. 8.3, л показана схема редуктора типа Чт – червячного одноступенчатого с вертикальной осью тихоходного вала.

Типоразмер редуктора определяется типом и главным параметром тихоходной ступени.

Для цилиндрической, червячной и глобоидной передач главным параметром является межосевое расстояние a_w , конической – внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , планетарной – радиус водила R_H , волновой – внутренний диаметр гибкого колеса d в недеформированном состоянии.

Детали машин и основы конструирования

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

Так, например, типоразмер мотор-редуктора с межосевым расстоянием тихоходной ступени $a_w = 180$ мм и передаточным числом $u = 56$ будет обозначаться МКЦ2-180-56.

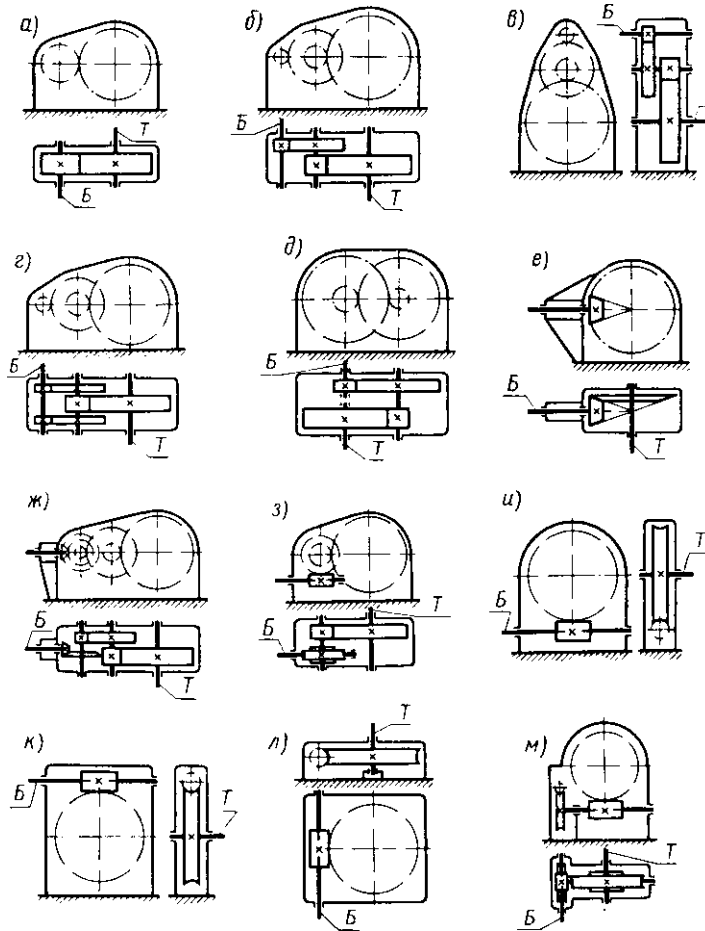


Рис. 8.3. Кинематические схемы редукторов:
б – быстроходный вал, т – тихоходный вал

Основная энергетическая характеристика редуктора – номинальный вращающий момент T на его тихоходном валу при постоянной нагрузке.

При больших передаточных числах применяют трехступенчатые редукторы; в последнее время они вытесняются более компактными планетарными. Чаще применяют цилиндрические зубчатые редукторы.

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

Одноступенчатые редукторы типа Ц (рис. 8.3, а) используют при передаточном числе 8. Зацепление в большинстве случаев косозубое.

Двухступенчатые редукторы выполняют по развернутой (рис. 8.3, б, в), раздвоенной (рис. 8.3, г) и соосной (рис. 8.3, д) схемам.

Наиболее распространены цилиндрические двухступенчатые горизонтальные редукторы типа Ц2 (рис. 8.3, б), выполненные по развернутой схеме. Они

Детали машин и основы конструирования

технологичны, имеют малую ширину. Недостатком этих редукторов является повышенная неравномерность нагрузки по длине зуба из-за несимметричного расположения колес относительно опор.

Для улучшения условий работы зубчатых колес применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью типа Ц2Ш (рис. 8.3, в), которые легче, но шире.

Соосные редукторы типа Ц2С (рис. 8.3, д) применяют для уменьшения длины корпуса. Они проще по конструкции и менее трудоемки в изготовлении.

Цилиндрические трехступенчатые редукторы выполняют по развернутой или раздвоенной схеме при передаточном числе $u \leq 250$.

Конические редукторы типа К (рис. 8.3, е) выполняют с круговыми зубьями при передаточном числе $u \leq 5$.

Коническо-цилиндрические редукторы (рис. 8.3, ж) независимо от числа ступеней выполняют с быстроходной конической ступенью.

Планетарные редукторы позволяют получить большое передаточное число при малых габаритах. По конструкции они сложнее редукторов, описанных ранее. В редукторостроении наиболее распространен простой планетарный зубчатый редуктор типа П, схема и конструкция которого изображены на рис. 8.2. Последовательным соединением нескольких простых планетарных рядов можно получить редуктор с требуемым передаточным числом. Особенно эффективно применение планетарных мотор-редукторов.

Волновые редукторы являются разновидностью планетарных. В редукторостроении наиболее распространены двухволновые передачи с неподвижным жестким корпусом. Они широко применяются в робототехнике.

Для приводов тихоходных машин применяют червячно-цилиндрические типа ЧЦ (рис. 8.3, з) или двухступенчатые типа Ч2 (рис. 8.3, м) редукторы, в которых передаточное число достигает $u \leq 4000$.

Основными параметрами всех редукторов являются: передаточное число, коэффициенты ширины колес, модули зацепления, углы наклона зубьев, коэффициенты диаметров червяков.

Тип редуктора, параметры и конструкцию определяют в зависимости от его места в силовой цепи привода машины, передаваемой мощности и угловой скорости, назначения машины и условий эксплуатации. Необходимо стремиться использовать стандартные редукторы, которые изготавливаются на специализированных заводах и потому дешевле.

Цилиндрические редукторы нужно предпочитать другим ввиду более высоких значений к.п.д. При больших передаточных числах используют червячные или глобоидные редукторы. При ограниченности места предпочтение отдают мотор-редукторам.

Корпуса (картеры) редукторов должны быть прочными и жесткими. Их отливают из серого чугуна. Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют разъемными.

Опорами валов редукторов, как правило, являются подшипники качения.

Смазывание зубчатых или червячных передач редукторов в большинстве случаев осуществляется погружением, а подшипников – разбрызгиванием или

Детали машин и основы конструирования

пластичным смазочным материалом. В корпус редуктора заливают масло из расчета 0,4...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности, при этом колесо или червяк должны погружаться в масло на глубину не менее высоты зуба или витка.

При окружной скорости колеса свыше 3 м/с происходит интенсивное разбрызгивание масла в корпусе и образование масляного тумана, обеспечивающего смазывание всех других зацеплений и подшипников качения.

Во избежание больших гидравлических потерь окружная скорость погружаемой детали не должна превышать 15 м/с.

Сорта масел назначают в зависимости от режима работы передач и твердости рабочих поверхностей зубьев.

В результате эксплуатации смазочные масла постепенно теряют свои свойства. Периодичность смены масла устанавливают опытным путем в зависимости от условий работы.

Вопросы для самоконтроля:

1. Какая зубчатая передача называется планетарной? Ее устройство и принцип работы.
2. В каком случае планетарная передача называется дифференциалом?
3. Каковы основные достоинства и недостатки планетарных передач по сравнению с простыми зубчатыми?
4. В каких областях машиностроения планетарные передачи широко применяются и почему?
5. Какой принцип применяют при выводе формулы для определения передаточного отношения планетарной передачи?
6. В чем заключаются условия соосности, сборки и соседства планетарных передач?
7. Что называется редуктором и каково его назначение в приводе машины?
8. Что такое мотор-редуктор и когда его применяют?
9. Почему цилиндрические зубчатые редукторы получили широкое применение в машиностроении?
10. По каким схемам выполняют цилиндрические двухступенчатые редукторы? Дайте характеристику каждой схеме.
11. Что является основными параметрами редуктора?
12. Прочитайте условное обозначение типоразмера редукторов: Ц2в-125-12,5; Ц2Ш-160 -10; Ц2С-200 -16; Кб-160 -2,8.

Тема №4. Детали машин

Лекция № 9. Валы, оси, опоры

Вопросы лекции:

1. Назначение, классификация валов и осей.
2. Расчет на прочность и жесткость.
3. Подшипники качения и скольжения.

Назначение, классификация валов и осей

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал (рис. 9.1) предназначен для поддержания сидящих на нем деталей и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях дополнительно растяжение и сжатие.

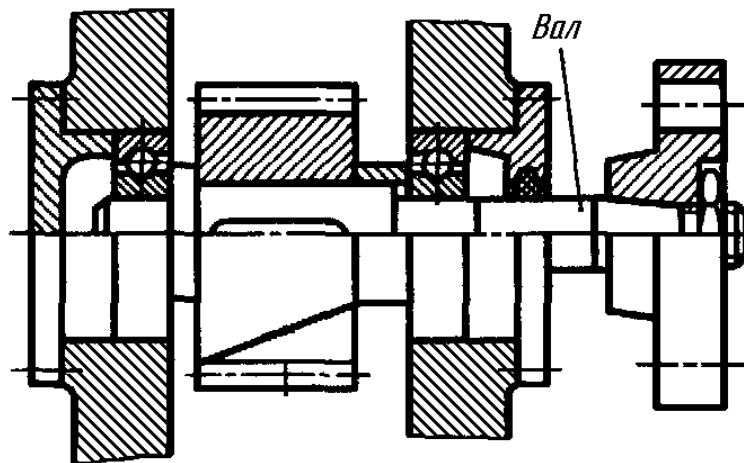


Рис. 9.1. Вал редуктора.

Ось – деталь, предназначенная только для поддержания сидящих на ней деталей. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть неподвижными (рис. 9.2, б) или вращаться вместе с насаженными на них деталями (рис. 9.2, а).

Классификация валов и осей:

1) по форме продольной геометрической оси:

- прямые (продольная геометрическая ось – прямая линия), например, валы редукторов, валы коробок передач гусеничных и колёсных машин;
- коленчатые (продольная геометрическая ось разделена на несколько отрезков, параллельных между собой смещённых друг относительно друга в радиальном направлении), например, коленвал двигателя внутреннего сгорания;
- гибкие (продольная геометрическая ось является линией переменной кривизны, которая может меняться в процессе работы механизма или при монтажно-демонтажных мероприятиях), часто используются в приводе спидометра автомобилей.

Детали машин и основы конструирования

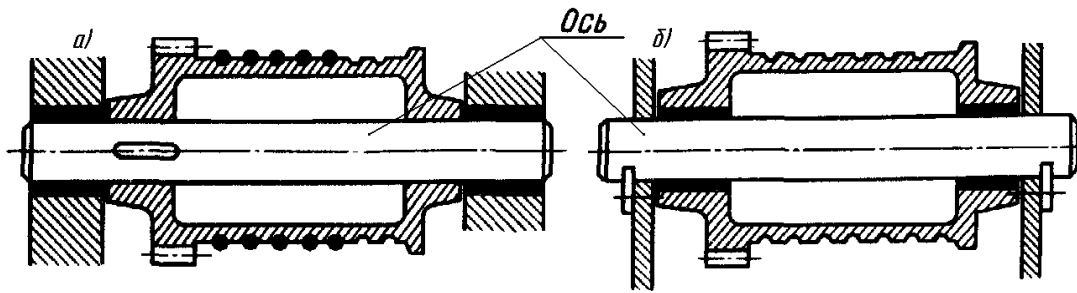


Рис. 9.2. Ось барабана лебёдки: а) вращающаяся; б) неподвижная

2) по функциональному назначению:

- валы передач, они несут на себе элементы, передающие вращающий момент (зубчатые или червячные колёса, шкивы, звёздочки, муфты и т.п.) и в большинстве своём снабжены концевыми частями, выступающими за габариты корпуса механизма;

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

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

3) прямые валы по форме исполнения и наружной поверхности:

- гладкие валы имеют одинаковый диаметр по всей длине;

- ступенчатые валы отличаются наличием участков отличающихся друг от друга диаметрами;

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

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

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

Конструктивные элементы валов представлены на рис. 9.3.

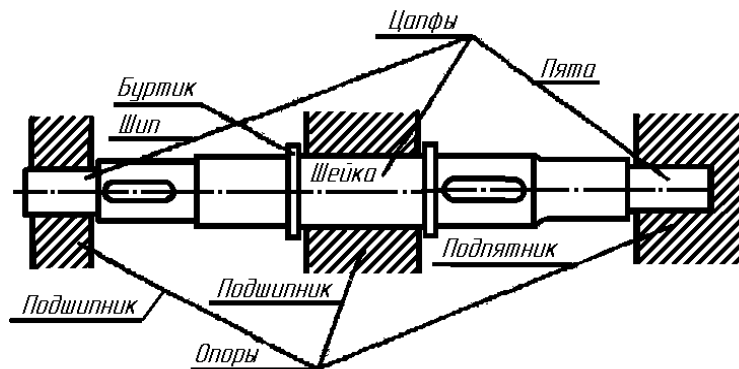


Рис. 9.3. Основные элементы вала

Детали машин и основы конструирования

Опорные части валов и осей, через которые действующие на них нагрузки передаются корпусным деталям, называются цапфами. Цапфу, расположенную в средней части вала, обычно называют шейкой. Концевую цапфу вала, передающую корпусным деталям только радиальную нагрузку или радиальную и осевую одновременно, называют шипом, а концевую цапфу, передающую только осевую нагрузку, называют пятой. С цапфами вала взаимодействуют элементы корпусных деталей, обеспечивающие возможность вращения вала, удерживающие его в необходимом для нормальной работы положении и воспринимающие нагрузку со стороны вала. Элементы, воспринимающие радиальную нагрузку, (а часто вместе с радиальной и осевую) называют подшипниками, а элементы, предназначенные для восприятия только осевой нагрузки, – подпятниками.

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

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

Переходная поверхность от цилиндрической части вала к заплечику, выполненная без удаления материала с цилиндрической и торцевой поверхности (рис. 9.4, б, в), называется галтелью. Галтель предназначена для снижения концентрации напряжений в переходной зоне, что в свою очередь ведёт к увеличению усталостной прочности вала.

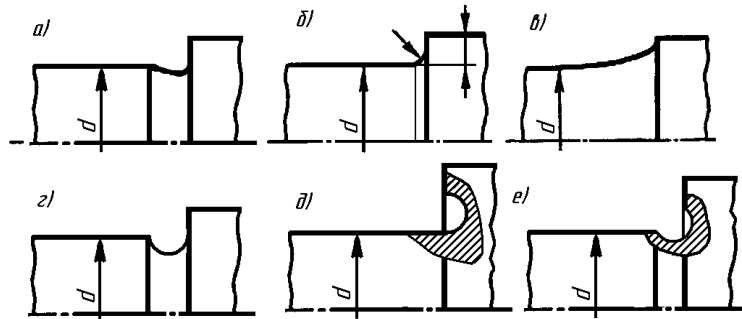


Рис. 9.4. Различные способы оформления переходной части между цилиндрической поверхностью и заплечиком

Чаще всего галтель выполняют в форме радиусной поверхности (рис. 9.4, б), однако в отдельных случаях галтель может быть выполнена в форме поверхности переменной двойной кривизны (рис. 9.4, в). Последняя форма галтели обеспечивает максимальное уменьшение концентрации напряжений, однако требует выполнения специальной фаски в отверстии насаживаемой детали.

Углубление малой протяжённости на цилиндрической поверхности вала, выполненное по радиусу к оси вала, называют канавкой (рис. 9.4, а, г, е). Канавка, также как и галтель, очень часто используется для оформления перехода от цилиндрической поверхности вала к торцевой поверхности его заплечика. Наличие канавки в этом случае обеспечивает благоприятные условия для формирования цилиндрических посадочных поверхностей, так как канавка

Детали машин и основы конструирования

является пространством для выхода инструмента, формирующего цилиндрическую поверхность при механической обработке (резец, шлифовальный круг). Однако канавка не исключает возможности образования ступеньки на торцевой поверхности заплечика.

Углубление малой протяжённости на торцевой поверхности заплечика вала, выполненное вдоль оси вала, называют поднутрением (рис. 9.4, д). Поднутрение обеспечивает благоприятные условия для формирования торцевой опорной поверхности заплечика, так как является пространством для выхода инструмента, формирующего эту поверхность при механической обработке (резец, шлифовальный круг), но не исключает возможности образования ступеньки на цилиндрической поверхности вала при её окончательной обработке.

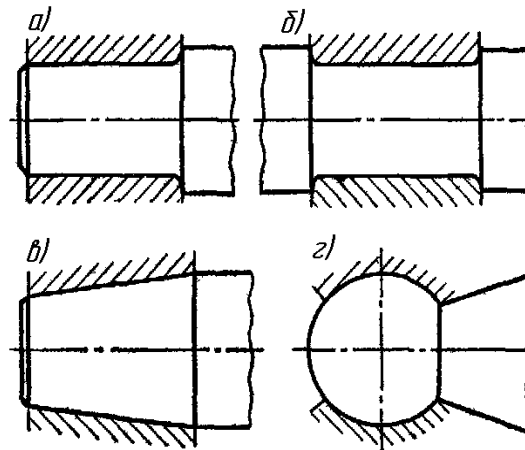


Рис. 9.5. Разновидности конфигурации цапф

Обе указанные проблемы решает введение в конструкцию вала наклонной канавки (рис. 9.4, е), которая совмещает достоинства, как цилиндрической канавки, так и поднутрения.

Цапфы валов могут иметь форму различных тел вращения (рис. 9.5): цилиндрическую, коническую или сферическую. Шейки и шипы чаще всего выполняют в форме цилиндра (рис. 9.5, а, б). Цапфы такой формы достаточно технологичны при изготовлении и ремонте и широко применяются как с подшипниками скольжения, так и с подшипниками качения. В форме конуса выполняют концевые цапфы (шипы, рис. 9.5, в) валов, работающие, как правило, с подшипниками скольжения, с целью обеспечения возможности регулировки зазора и фиксации осевого положения вала.

Конические шипы обеспечивают более точную фиксацию валов в радиальном направлении, что позволяет уменьшить биения вала при высоких частотах вращения. Недостатком конических шипов является склонность к заклиниванию при температурном расширении (увеличении длины) вала.

Сферические цапфы (рис. 9.5, г) хорошо компенсируют несоосности подшипников, а также снижают влияние изгиба валов под действием рабочих нагрузок на работу подшипников. Основным недостатком сферических цапф

Детали машин и основы конструирования

является повышенной сложность конструкции подшипников, что увеличивает стоимость изготовления и ремонта вала и его подшипника.

Пяты (рис. 9.6) по форме и числу поверхностей трения можно разделить на сплошные, кольцевые, гребенчатые и сегментные.

Сплошная пята (рис. 9.6, а) наиболее проста в изготовлении, но характеризуется значительной неравномерностью распределения давления по опорной площади пяты, затруднительным выносом продуктов износа смазочными жидкостями и существенно неравномерным износом.

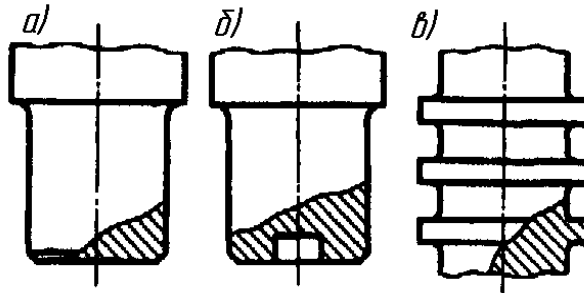


Рис. 9.6. Некоторые формы пят

Кольцевая пята (рис. 9.6, б) с этой точки зрения более благоприятна, хотя и несколько сложнее в изготовлении. При подаче смазки в приосевую область её поток движется по поверхности трения в радиальном направлении, то есть перпендикулярно направлению скольжения, и таким образом отжимает трущиеся поверхности одна от другой, создавая благоприятные условия для относительного проскальзывания поверхностей.

Сегментная пята может быть получена из кольцевой посредством нанесения на рабочую поверхность последней нескольких неглубоких радиальных канавок, симметрично расположенных по кругу. Условия трения в такой пяте ещё более благоприятные по сравнению с вышеописанными. Наличие радиальных канавок способствует образованию жидкостного клина между трущимися поверхностями, что ведёт к их разделению при пониженных скоростях скольжения.

Гребенчатая пята (рис. 9.6, в) имеет несколько опорных поясков и предназначена для восприятия осевых нагрузок значительной величины, но в этой конструкции достаточно трудно обеспечить равномерность распределения нагрузки между гребнями (требуется высокая точность изготовления, как самой пяты, так и подпятника). Сборка узлов с такими подпятниками тоже достаточно сложна.

Выходные концы валов (рис. 9.1; 9.7) обычно имеют цилиндрическую или коническую форму и снабжаются шпоночными пазы или шлицами для передачи вращающего момента.

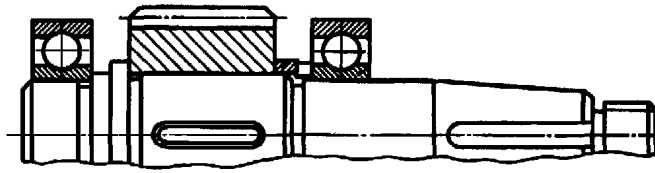


Рис. 9.7. Вал цилиндрической передачи в сборе с шестерней и подшипниками качения

Цилиндрические концы валов проще в изготовлении и особенно предпочтительны для нарезания шлицов. Конические концы лучше центрируют насаженные на них детали и в связи с этим более предпочтительны для высокоскоростных валов.

Для валов и осей применяют качественные углеродистые и легированные стали. Для валов и осей неответственных передач применяют стали обыкновенного качества (без термообработки).

Валы и оси обрабатывают на токарных станках, посадочные поверхности могут шлифовать.

Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения и чаще всего выходят из строя в результате усталостных разрушений. Основными расчетными нагрузками являются крутящий момент (для валов) и изгибающий момент.

Основными критериями работоспособности являются прочность и жесткость.

Расчет на прочность и жесткость валов и осей

Расчет валов проводится в два этапа: проектировочный только под действием крутящего момента и проверочный расчет с учетом крутящего и изгибающего моментов.

1. Проектировочный (предварительный) расчет вала проводят по формуле

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{M_k}{0,2 \cdot [\tau_k]}} \quad (9.1)$$

где M_k – крутящий момент, $M_k = T$;

T – вращающий момент на валу;

d – диаметр вала;

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение при кручении ($[\tau_k] = 20 \dots 30$ МПа).

Полученное значение диаметра вала округляют до ближайшего большего размера из ряда чисел R40 по ГОСТ «Нормальные линейные размеры». Форму и размеры вала уточняют при эскизной проработке вала после определения размеров колес, муфт и подшипников, по которым определяют длину шеек и цапф вала.

Проверочный расчет спроектированного вала проводят по сопротивлению усталости и на жесткость.

Детали машин и основы конструирования

Предварительно определяют все конструктивные элементы вала, обработку и качество поверхности отдельных участков. Составляется расчетная схема вала и наносятся действующие нагрузки.

2. Проверочный уточненный расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях, выявленных по эпюрам моментов с учетом концентрации напряжений.

Принимают, что напряжение изгиба меняется по симметричному циклу (см. рис. 9.8, а), а напряжение кручения – по отнулевому (рис. 9.8, б).

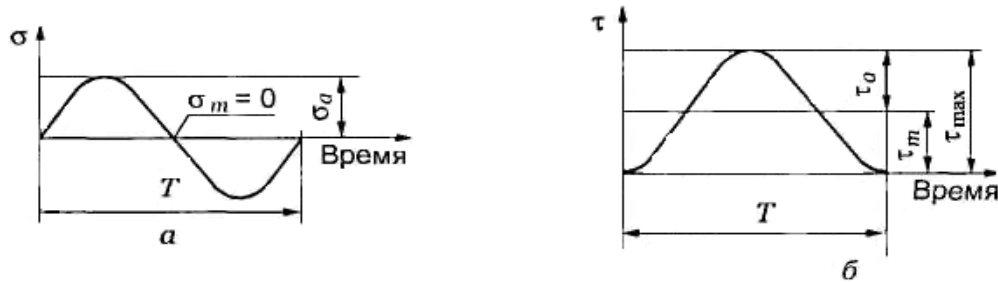


Рис. 9.8. Циклы напряжений в сечении валов:
 а – симметричный; б – отнулевой;
 Т – продолжительность одного цикла (период)

Амплитуда цикла изменения напряжений изгиба вала

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_u}{W_{oc}}; \tag{9.2}$$

амплитуда отнулевого цикла изменения напряжений кручения

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_k}{2 \cdot W_p}; \tag{9.3}$$

где W_{oc} , W_p – момент сопротивления изгибу и кручению сечений вала соответственно.

Запас прочности вала:

– по нормальным напряжениям
$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a};$$

– по касательным напряжениям
$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a},$$

где σ_{-1} – предел выносливости при расчете на изгиб;

τ_{-1} – предел выносливости при расчете на кручение;

Детали машин и основы конструирования

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – общий коэффициент концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно:

$$\left. \begin{aligned} K_{\sigma D} &= (K_{\sigma} / K_d + K_F - 1) / K_v; \\ K_{\tau D} &= (K_{\tau} / K_d + K_F - 1) / K_v; \end{aligned} \right\} \quad (9.4)$$

где K_{σ} , K_{τ} – коэффициенты снижения предела выносливости за счет местных концентраторов – галтелей, выточек, поперечных отверстий, шпоночных пазов (эффективный коэффициент концентрации напряжений);

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров;

K_F – коэффициент влияния обработки поверхности;

K_v – коэффициент упрочнения поверхности;

Значения перечисленных коэффициентов приведены в специальной литературе.

Расчетный коэффициент запаса выносливости в сечении при совместном действии изгиба и кручения

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}. \quad (9.5)$$

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности 1,6...2,5.

Расчет осей ведут только на изгиб: при расчете неподвижных осей принимают изменения напряжений по отнулевому циклу, при расчете подвижных – по симметричному.

4. Упрощенный проверочный расчет на усталость проводят в предположении, что нормальные напряжения (изгиба) и касательные напряжения (кручения) меняются по симметричному циклу. Одновременное действие крутящего и изгибающего моментов учитывается введением эквивалентного момента, определяемого по формуле

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} \leq [\sigma] \quad (9.6)$$

где M_u – суммарный изгибающий момент, геометрическая сумма изгибающих моментов в вертикальной и в горизонтальной плоскостях:

$$M_u = \sqrt{(M_u^G)^2 + (M_u^B)^2}. \quad (9.7)$$

Условие сопротивления усталости

Детали машин и основы конструирования

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma_{-1u}], \quad (9.8)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентные напряжения в сечении;

$[\sigma_{-1u}]$ – допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле изменения напряжений.

d – диаметр вала в сечении;

$M_{\text{экв}}$ – эквивалентный момент в сечении.

В большинстве случаев ограничиваются упрощенным проверочным расчетом.

В специальных случаях используют коленчатые (непрямые) валы и валы с изменяемой формой геометрической оси (гибкие). Используют сплошные и полые (с осевым отверстием) валы.

Проверочный расчёт валов на жёсткость чаще всего выполняется по нескольким критериям, поскольку упругие перемещения валов и их элементов оказывают неблагоприятное влияние на работу связанных с валом соединений, подшипников, зубчатых колёс и других деталей – увеличивают концентрацию контактных напряжений и износ, снижают сопротивление усталости деталей и соединений, понижают точность механизмов, увеличивают вибрации и т.п.

Наиболее часто при этом виде расчёта определяются:

- 1) прогиб вала в определённых сечениях (например, под зубчатым или червячным колесом);
- 2) максимальный прогиб вала;
- 3) поворот отдельных сечений вала, вызванный его изгибом (чаще всего в местах установки подшипников);
- 4) закручивание вала под действием рабочих моментов.

Исходя из изложенного, получаем следующие критерии жесткости вала:

- прогиб под элементами зацепления – $y \leq [y];$
- полная стрела прогиба – $f \leq [f];$
- угол поворота сечения – $\theta \leq [\theta];$
- удельный угол закручивания вала – $\varphi_0 \leq [\varphi_0];$

Предельный прогиб в месте установки зубчатых колёс при модуле зацепления m

- цилиндрических – $[y] = 0,01m;$
- конических, гипоидных, глобоидных, червячных – $[y] = 0,005m;$
- полная стрела прогиба – $[f] = 3 \cdot 10^{-4}l,$ где l – полная длина вала;

– допустимый удельный угол закручивания вала в зависимости от конструкции и назначения вала- $0,025 \leq [\varphi_0] \leq 1,0$ градус/м

Для осей полный прогиб $[f] \approx (2 \dots 3) \cdot 10^{-3}l,$ где l – полная длина оси.

Подшипники скольжения и качения

Подшипником принято называть часть опоры, непосредственно взаимодействующей с цапфой вала или оси.

Без подшипников невозможно существование ни стационарных, ни, тем более, подвижных машин (транспортных и боевого применения). Качество конструкции подшипников, условия их смазки, защищённость от воздействия неблагоприятных факторов внешней среды в значительной мере определяют работоспособность, долговечность и энергетическую эффективность машин.

По конструкции подшипники скольжения подразделяют на разъемные и неразъемные (рис. 9.9, а, б). По направлению воспринимаемых нагрузок подшипники скольжения разделяют на радиальные, воспринимающие нагрузки, перпендикулярные оси вала (рис. 9.9, а-в) и упорные – для восприятия нагрузок вдоль оси вала (подпятник, рис. 9.9, г).

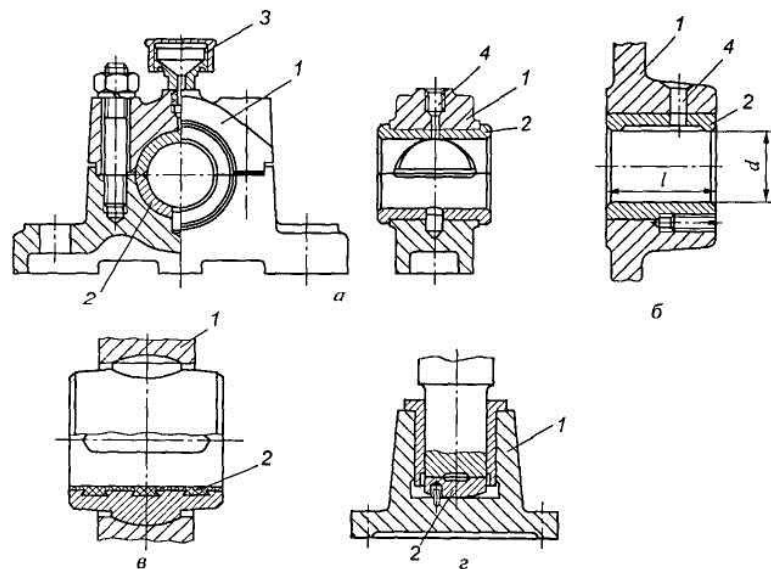


Рис. 9.9. Типы подшипников скольжения: а-в – радиальные; г – упорный; 1 – корпус; 2 – вкладыш; 3 – смазывающее устройство; 4 – отверстие для подвода смазывающего материала

Иногда подшипники могут воспринимать сочетание радиальной и осевой нагрузок.

Подшипники скольжения состоят из корпуса 1 (рис. 9.9), вкладышей 2 и смазывающих устройств 3. Основным элементом подшипника является вкладыш.

Достоинства подшипников скольжения:

- высокая надежность при переменных и динамических нагрузках;
- нормальная работа при высоких скоростях вращения;
- бесшумная работа;
- сравнительно малые радиальные размеры;
- разъемные подшипники облегчают монтаж, допускают установку на шейки коленчатых (непрямых) валов.

Недостатки подшипников скольжения:

Детали машин и основы конструирования

- высокие требования к наличию смазочного материала, большой расход смазочного материала;
- сравнительно большие осевые размеры;
- значительные потери на трение, низкий КПД.

Материалы вкладышей должны иметь низкий коэффициент трения, высокую теплопроводность, достаточную износостойкость и сопротивляемость заеданию, высокую сопротивляемость хрупкому и усталостному разрушениям.

Металлические вкладыши изготавливают из бронз, баббитов, алюминиевых сплавов и антифрикционных чугунов. Применяют металлокерамические вкладыши, пористые, насыщаемые парами масла и способные долго работать без подвода смазочного материала.

Для нормальной работы важно создать надежное смазывание подшипников.

При неподвижном вале на поверхности цапфы и вкладыша должна сохраняться пленка смазочного материала; работа подшипника в этот момент происходит в условиях граничной смазки.

Вращающийся вал втягивает смазочный материал между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, вал всплывает с увеличением скорости. Толщина масляной пленки увеличивается, условия смазывания улучшаются. Работа подшипника в этом случае происходит в режиме полужидкой смазки.

Граничная и полужидкая смазка – несовершенная смазка.

При дальнейшем возрастании скорости слой масла увеличивается и полностью перекрывает неровности поверхностей трения – возникает жидкостная смазка. Трение в этом случае минимальное, а изнашивание и заедание отсутствуют. Такой вид смазывания называют гидродинамическим.

Смазочные материалы бывают жидкими, пластичными, твердыми.

Для подвода смазочного материала к поверхностям скольжения во втулках и вкладышах выполняют отверстия 4 (рис. 9.9), связанные с осевыми и кольцевыми канавками. Смазочный материал может подводиться в подшипник принудительно (под давлением), самотеком и с помощью специальных приспособлений. КПД одной пары подшипников скольжения 0,96...0,98.

Критерием работоспособности подшипников скольжения является износостойкость – сопротивление изнашиванию и заеданию.

Заедание возникает при перегреве подшипника: снижается вязкость масла; масляная пленка местами разрывается; возникает металлический контакт; образуются мостики микросварки; вырываются частицы материала.

Условный расчет подшипников скольжения проводят по двум показателям: среднему давлению между трущимися поверхностями p и произведению $p \cdot v$.

Расчет по среднему давлению обеспечивает износостойкость:

$$p = \frac{R}{d \cdot l} \leq [p], \tag{9.9}$$

где R – реакция в опоре;
 d – диаметр цапфы;

Детали машин и основы конструирования

l – длина цапфы;

$[p]$ – допустимое давление на поверхности трения.

Расчет на нагрев и отсутствие заедания:

$$p \cdot v < [p \cdot v], \quad (9.10)$$

где v – окружная скорость шейки вала или оси.

Применение подшипников скольжения:

- для валов больших диаметров;
- для высокоскоростных валов;
- для валов, работающих в условиях ударов и вибраций, в агрессивных средах;
- для коленчатых валов;
- в бытовой технике.

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

Подшипники качения классифицируют по форме тел качения (шариковые и роликовые); по числу рядов тел качения (однорядные и двухрядные); по направлению воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные, упорные); по конструктивным особенностям (с канавками на наружном кольце, с одной или двумя защитными шайбами и другими особенностями).

Достоинства подшипников качения:

- по сравнению с подшипниками скольжения в подшипниках качения трение значительно меньше, КПД подшипников выше;
- выше несущая способность;
- простота обслуживания;
- малый расход цветных металлов;
- малый расход смазочных материалов;
- малые осевые размеры;
- высокая степень взаимозаменяемости.

Недостатки подшипников качения:

- чувствительность к ударам и вибрациям;
- большие габаритные размеры в радиальном направлении;
- малая долговечность и надежность при высоких скоростях.

Шариковые радиальные подшипники (рис. 9.10, а) могут воспринимать значительную радиальную нагрузку и небольшую осевую нагрузку в обоих направлениях. Они наиболее дешевы и широко распространены.

Шариковые радиальные сферические подшипники (рис. 9.10, б) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, допускают значительные перекосы (до 4°) колец, применяются в конструкции с нежесткими валами или где невозможно обеспечить соосность отверстий в корпусах.

Шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 9.10, ж) отличаются большей грузоподъемностью, предназначены для восприятия комбинированных радиальных и осевых нагрузок только одного направления. Работать только при

Детали машин и основы конструирования

радиальной нагрузке они не могут, под действием радиальных нагрузок из-за наклона контактных линий возникают внутренние осевые силы.

Шариковые упорные подшипники (рис. 9.10, *и*) воспринимают только осевые нагрузки, лучше работают на вертикальных валах.

Роликовые радиальные подшипники (рис. 9.10, *в*) выпускают с коротким цилиндрическим роликом, с длинным цилиндрическим роликом (рис. 9.10, *д*, игольчатый подшипник). Такие подшипники не воспринимают осевые нагрузки, допускают раздельный монтаж колец. Роликовые подшипники обладают большой радиальной грузоподъемностью, допускают только осевое смещение колец.

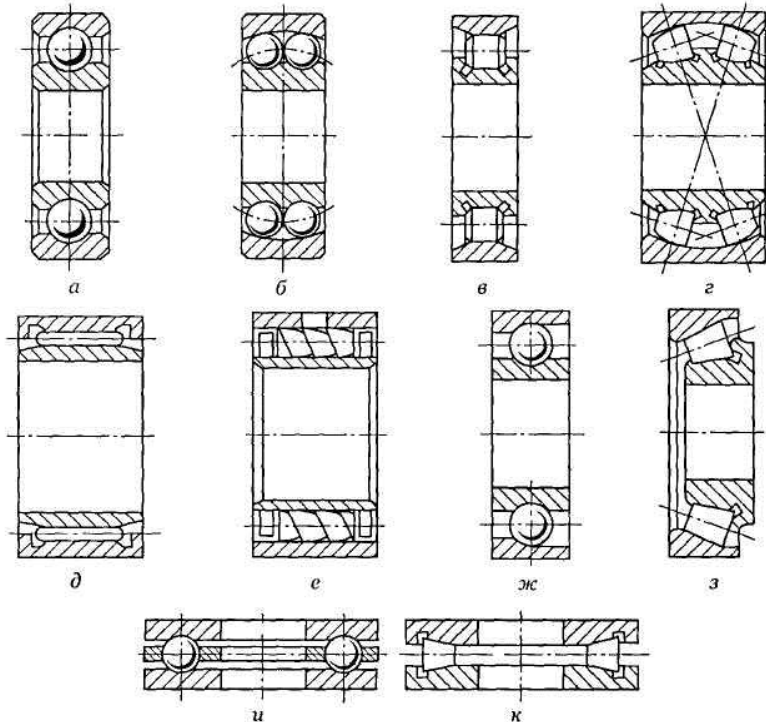


Рис. 9.10. Типы и обозначения подшипников

В соответствии с рисунком радиальные (*а-е*), радиально-упорные (*ж-з*) и упорные (*и-к*) подшипники качения имеют следующую маркировку: *а* – шариковый радиальный, обозначение 0000; *б* – шариковый радиальный сферический, обозначение 1000; *в* – роликовый радиальный, обозначение 2000; *г* – роликовый радиальный сферический, обозначение 3000; *д* – роликовый радиальный игольчатый, обозначение 4000; *е* – роликовый радиальный с витым роликом, обозначение 5000; *ж* – шариковый радиально-упорный, обозначение 36 000, 46 000, 66 000 в зависимости от угла контакта; *з* – роликовый конический, обозначение 7000; *и* – шариковый упорный, обозначение 8000; *к* – роликовый упорный, обозначение 9000

Кроме перечисленных, выпускают подшипники с витыми цилиндрическими роликами (рис. 9.10, *е*).

Роликовые радиальные сферические подшипники (рис. 9.10, *г*) обладают большей грузоподъемностью, чем шариковые, но они сложнее и дороже.

Детали машин и основы конструирования

Роликовые конические подшипники (рис. 9.10, з) необходимо регулировать при сборке. Подшипники этого типа допускают отдельный монтаж наружного кольца, воспринимают радиальную и осевую нагрузку, обладают большой нагрузочной способностью.

Упорные подшипники могут быть и роликовыми. Они обладают большой несущей способностью, практически не допускают перекоса колец (рис. 9.10, к).

Роликовые подшипники выполняют с роликами различной формы. Иногда для уменьшения габаритных размеров дорожки качения выполняют прямо на валу или в корпусе машины, а подшипник изготавливают без внутреннего кольца. Некоторые подшипники изготавливают без сепараторов.

Для одного и того же диаметра выпускают подшипники разных серий, отличающиеся по габаритным размерам и грузоподъемности.

Серии диаметров и ширин: особо легкая ... 100; легкая ... 200; легкая широкая ... 500; средняя ... 300; средняя широкая ... 600; тяжелая ... 400.

Условное обозначение подшипников качения осуществляется согласно следующей схеме



Например: 415 – шариковый радиальный, тяжелая серия, диаметр вала (внутренний диаметр подшипника) 75 мм; две последние цифры при умножении на 5 дают величину диаметра вала ($15 \times 5 = 75$);

2206 – роликовый радиальный с коротким цилиндрическим роликом, легкая серия, диаметр вала 30 мм ($06 \times 5 = 30$);

36318 – шариковый радиально-упорный, средняя серия, диаметр вала 90 мм ($18 \times 5 = 90$).

Элементы подшипников (шарики, ролики и дорожки колец) работают при циклически меняющейся нагрузке.

Основными видами разрушений являются:

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей;
- смятие рабочих поверхностей дорожек;
- задиры и абразивное изнашивание из-за попадания пыли и грязи;
- разрушение сепараторов и колец.

При нарушении работоспособности подшипников появляется шум.

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность для неподвижных подшипников и при частоте вращения $n < 10 \text{ мин}^{-1}$.

Подшипники качения подбирают по каталогу в зависимости от характера действующей нагрузки и диаметра вала. Выбранный подшипник качения проверяют на долговечность при динамической радиальной грузоподъемности C_r .

Детали машин и основы конструирования

Долговечность подшипника – число оборотов (млн. об.), которое одно из его колец делает относительно другого до начала усталостного разрушения материала тел качения или колец.

Базовую долговечность определяют при 90 % надежности: из 100 подшипников могут разрушиться 10:

$$L_{10} = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P_\varepsilon} \right)^p \quad (9.11)$$

где a_1 – коэффициент долговечности (надежности);

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние свойств металла колец и тел;

C_r – базовая динамическая грузоподъемность подшипника (определяется по каталогу для выбранного подшипника);

P_ε – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник;

p – показатель степени, $p = 3$ для шариковых подшипников, $p = 3,33$ для роликовых.

Условие пригодности подшипника: $L > L_{тр}$.

Если условие не выполнено, следует выбрать подшипники следующей серии.

Эквивалентная динамическая нагрузка для подшипников

$$P_\varepsilon = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\delta \cdot K_T, \quad (9.12)$$

где X, Y – коэффициенты при радиальной и осевой нагрузках соответственно, выбираются в зависимости от типа подшипника и соотношения осевой и радиальной нагрузок F_a/F_r ;

V – коэффициент вращения ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца,

$V = 1,2$ при вращении наружного кольца);

F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки на опоре;

K_δ – динамический коэффициент, учитывающий влияние перегрузок на долговечность;

K_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры ($K_T = 1$ при температуре ниже 100°C).

При отношении $F_a/V \cdot F_r \leq e$ осевую силу не рассчитывают.

При действии только радиальной нагрузки расчет ведут по формуле

$$P_\varepsilon = V \cdot F_r \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (9.13)$$

Рекомендации по выбору расчетных коэффициентов приведены в таблицах.

При частоте вращения $n \leq 10 \text{ мин}^{-1}$ действующую нагрузку рассматривают как статическую и расчет ведут по статической грузоподъемности:

$$C_{0r} \geq P_0; \quad P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (9.14)$$

где X_0, Y_0 определяют по каталогу.

Детали машин и основы конструирования

Базовая динамическая грузоподъемность – постоянная нагрузка, которую подшипник может воспринимать при базовом ресурсе 1 млн. об.

Эквивалентная динамическая нагрузка – постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом при неподвижном наружном обеспечит такой же ресурс и надежность, как при действительном режиме эксплуатации.

Фиксирующие опоры (подшипниковые узлы) ограничивают осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. Плавающие опоры допускают осевое перемещение в обе стороны (рис. 9.11, 9.12). В плавающей опоре внутреннее кольцо закреплено с обеих сторон, наружное свободно.

Смазочный материал предохраняет тела качения, кольца и сепаратор от непосредственного контакта и коррозии. Выбор смазочного материала зависит от условий работы подшипника.

Для смазывания подшипников качения в основном используют жидкие смазочные материалы (очищенные минеральные масла).

Для горизонтальных валов в основном используют смазывание разбрызгиванием из масляной ванны. Масло заливают в корпус ниже уровня центра нижнего шарика (ролика); если при разбрызгивании в подшипник попадает слишком много масла, на вал устанавливают маслоотражательные кольца 2 (см. рис. 9.11).

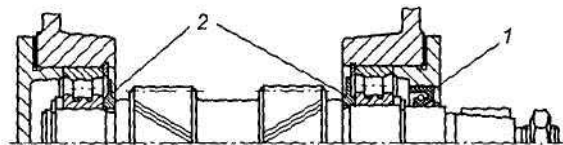


Рис. 9.11. Схема установки вала, когда осевая нагрузка на вал не передается:
1 – манжета; 2 – маслоотражательные кольца

Для быстроходных подшипников используют масляный туман, который подается по трубопроводам и обеспечивает отвод теплоты.

Для вертикальных валов используют смазку подшипников действием центробежных сил (конусные насадки), на валах используют капельную смазку индивидуальными масленками.

Для смазывания подшипников применяют и пластичные смазки (жидкая основа и загуститель), которые не растекаются. Смазочный материал должен занимать $\frac{1}{2} \dots \frac{1}{3}$ свободного объема подшипника. Периодичность замены масла зависит от условий работы.

В специальных условиях применяют твердые смазки (порошки графита, фторопласт и др.).

Уплотнения (уплотнительные устройства) предназначены для защиты подшипника от проникновения загрязнений, влаги и предотвращения вытекания смазочного материала.

К контактными уплотнениям (рис. 9.12) относятся манжеты 1, войлочные и металлические кольца 2. Лабиринтные и щелевые уплотнения имеют специальные канавки, иногда заполняемые консистентным смазочным материалом. К этой же группе можно отнести уплотнения защитными шайбами.

Детали машин и основы конструирования

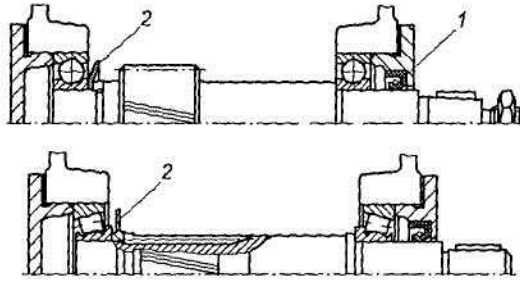


Рис. 9.12. Схема осевой фиксации на двух опорах (враспор):
1 – манжета; 2 – маслоотражательные кольца

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие детали машин являются валами, какие – осями?
2. Назовите основные функции, выполняемые валами в механизмах и машинах.
3. Назовите основные разновидности валов и осей по геометрическим характеристикам (геометрическая ось, внешняя форма).
4. Назовите основные конструктивные элементы валов.
5. Какую роль выполняют в валах канавки и поднутрения? Чем они различаются?
6. Что такое галтель и для чего она предназначена?
7. Какие разновидности цапф вы знаете, каковы их достоинства и недостатки?
8. Для чего предназначены пяты валов, какие разновидности пят Вам известны?
9. Как оформляются концы валов, предназначенные для передачи момента другим механизмам?
10. Назовите основные группы материалов, используемых для изготовления валов.
11. Какие требования предъявляются к валам и осям с точки зрения работоспособности механизмов, их содержащих?
12. Назовите основные нагрузочные факторы, учитываемые при расчёте валов.
13. Назовите основные этапы расчёта валов.
14. Почему при проектном расчёте валов занижаются допускаемые напряжения?
15. Каковы основные допущения, принятые при создании расчётной схемы вала?
16. Проанализируйте сходство и различие проверочного расчёта валов на статическую и динамическую (усталостную) прочность вала.
17. Назовите основные критерии жёсткости вала.
18. Какие приёмы применяются при определении прогибов валов?
19. Какие виды колебаний возможны в работающем вале, что является причиной, их вызывающей?
20. При каких условиях проявляются резонансные явления в валах, чем они опасны?

Детали машин и основы конструирования

21. Для выполнения каких функций предназначены опоры осей и валов?
22. Дайте определение подшипника.
23. Как влияет качество подшипников на долговечность и качество машины?
24. Назовите основные классификационные признаки подшипников.
25. Какой элемент машины можно назвать подшипником скольжения, какие разновидности этих подшипников Вы знаете?
26. Назовите основные достоинства и недостатки подшипников скольжения.
27. Какие требования предъявляются к материалам, предназначенным для изготовления подшипников?
28. Назовите основные группы материалов, используемых для изготовления подшипников.
29. Какие требования предъявляются к цапфе вала, работающей в подшипнике скольжения?
30. Назовите основные виды трения в подшипнике скольжения по условиям смазывания.
31. Назовите основные виды смазочных материалов, применяемых для смазывания подшипников скольжения.
32. В каких случаях используются и чем различаются гидростатический и гидродинамический способы смазывания?
33. Назовите основные виды изнашивания подшипников скольжения.
34. Назовите основные критерии работоспособности подшипников скольжения.
35. Назовите основные допущения при расчёте подшипников скольжения.
36. Назовите главную особенность подшипников качения.
37. Назовите основные элементы подшипника качения.
38. Каковы достоинства подшипников качения?
39. Каковы недостатки подшипников качения?
40. Какие основные свойства подшипников качения предопределили их широкое использование в технике?
41. Назовите основные классификационные признаки подшипников качения.
42. Как маркируются подшипники качения? Приведите примеры.
43. Назовите основные группы материалов, используемых для изготовления подшипников качения.
44. Назовите основные виды изнашивания подшипников качения.
45. Назовите основные причины и признаки потери работоспособности подшипниками качения.
46. Что необходимо знать при назначении подшипника качения во вновь проектируемый узел?
47. Как назначить необходимую долговечность подшипника, от каких параметров она зависит?
48. В чём отличие полей допусков посадочных размеров подшипников качения от аналогичных размеров рядовых деталей?
49. Как обозначаются посадки подшипников качения на чертежах?
50. Изложите порядок сборки подшипниковых узлов с подшипниками качения.

Тема 5. Муфты

Лекция № 10. Механические муфты

Вопросы лекции:

1. Муфты постоянного соединения.
2. Муфты сцепные.
3. Методика подбора стандартных муфт.

Муфты постоянного соединения

Большинство машин komponуется из механизмов, каждый из которых выполнен в виде агрегата, обеспечивающего возможность полной взаимозаменяемости. Кроме того, при передаче движения от двигателя к исполнительному механизму возникает необходимость включать и выключать работу исполнительного механизма, не прекращая работу двигателя. Эти задачи и ряд других решаются посредством применения муфт.

Муфта (от немецкого die Muffe) – устройство для соединения валов, тяг, труб, канатов, кабелей. Следует различать муфты соединительные и муфты приводов машин. Именно последние рассматриваются в курсе деталей машин.

Поэтому далее понятием *муфта* объединяются *устройства, предназначенные для передачи вращательного движения между валами или между валом и свободно сидящей на нём деталью (шкивом, звёздочкой, зубчатым колесом и т.п.) без изменения параметров движения.* Современное машиностроение располагает большим арсеналом муфт, различающихся по функциональному назначению, принципу действия и конструктивному исполнению.

Назначение муфт:

- *компенсация неточности сопряжения соединяемых концов валов;*
- *смягчение крутильных ударов и гашение колебаний;*
- *предохранение механизмов от разрушения при действии нештатных нагрузок;*
- *периодическое сцепление и расцепление валов в процессе движения или во время остановки;*
- *передача однонаправленного движения или предотвращение передачи обратного движения от ведомого вала к ведущему;*
- *ограничение параметров передаваемого движения – скорости (частоты вращения ведомого вала) или крутящего момента.*

Классификация муфт:

- *по виду энергии, участвующей в передаче движения – механические, гидравлические, электромагнитные;*
- *по постоянству сцепления соединяемых валов – муфты постоянного соединения (неуправляемые), муфты сцепные, управляемые (соединение и разъединение валов по команде оператора), и автоматические (либо соединение, либо разъединение автоматическое по достижении управляющим параметром заданного значения);*

Детали машин и основы конструирования

- по способности демпфирования динамических нагрузок – жёсткие, не способные снижать динамические нагрузки и гасить крутильные колебания, и упругие, сглаживающие вибрации, толчки и удары благодаря наличию упругих элементов и элементов, поглощающих энергию колебаний;
- по степени связи валов – неподвижная (глухая), подвижная (компенсирующая), сцепная, свободного хода, предохранительная;
- по принципу действия – втулочная, продольно-разъёмная, поперечно-разъёмная, компенсирующая, шарнирная, упругая, фрикционная, кулачковая, зубчатая, с разрушаемым элементом (срезная), с зацеплением (кулачковые и шариковые);
- по конструктивным признакам – поперечно-компенсирующая, продольно-компенсирующая, универсально-компенсирующая, шарнирная, упругая (постоянной и переменной жёсткости), конусная, цилиндрическая, дисковая, фрикционная свободного хода, храповая свободного хода.

Муфты постоянного соединения позволяют разъединить ведущий и ведомый валы только после разборки соединения. Наиболее простыми из муфт постоянного соединения являются глухие муфты. Глухой называют такую муфту, которая обеспечивает при соединении валов полное совпадение их геометрических осей. глухими являются втулочные, продольно-разъёмные и поперечно-разъёмные или фланцевые муфты.

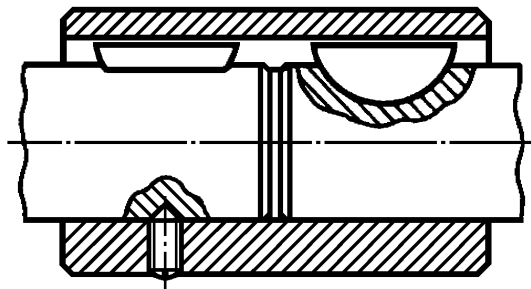


Рис. 10.1. Втулочная муфта.

Втулочная муфта (рис. 10.1) наиболее проста по конструкции и представляет собой втулку, одетую на концы соединяемых валов. Вращающий момент от ведущего вала к ведомому передаётся втулкой через штифты, установленные в отверстия, просверленные диаметрально сквозь втулку и концы валов, через шпонки (как на рис. 10.1), или через шлицы.

Недостатком этой муфты является невозможность разъединения валов без смещения хотя бы одного из них.

Детали машин и основы конструирования

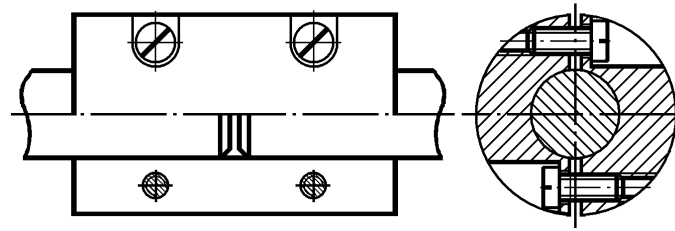


Рис. 10.2. Муфта продольно-разъёмная

Продольно-разъёмная муфта (рис. 10.2) состоит из двух полумуфт, стягиваемых при сборке винтами или болтами с гайкой. Разъём между полумуфтами расположен в плоскости, проходящей через общую геометрическую ось обоих соединяемых валов. усилие затяжки винтов выбирается таким, чтобы обеспечить передачу вращающего момента силами трения, действующими между контактирующими поверхностями валов и полумуфт. Такая муфта позволяет разъединять концы валов, не смещая последние со своего места, и облегчает центровку валов при установке агрегатов на общую раму или фундамент.

Внутренний диаметр резьбовой части болтов продольно-разъёмной муфты, необходимых для передачи заданного момента, можно вычислить по формуле

$$d_{16} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T \cdot k}{\pi \cdot d \cdot z \cdot f \cdot [\sigma]_p}} ; \quad (10.1)$$

где T – передаваемый муфтой крутящий момент;

d – диаметр соединяемых концов валов;

z – количество болтов;

k – коэффициент режима работы муфты, учитывающий возможные кратковременные перегрузки (в машиностроении $1 \leq k \leq 6$);

f – коэффициент трения между полумуфтами и поверхностью валов (для сухих поверхностей из чугуна и стали принимают $f = 0,2$, при наличии смазки $f = 0,08 \dots 0,1$);

$[\sigma]_p$ – допускаемые напряжения растяжения для материала болтов.

Недостатком продольно-разъёмной муфты является возможность смещения её центра масс с оси вращения валов при неравномерной затяжке винтов на противоположных сторонах, что может вызывать вибрацию валов, особенно опасную при больших скоростях вращения.

Детали машин и основы конструирования

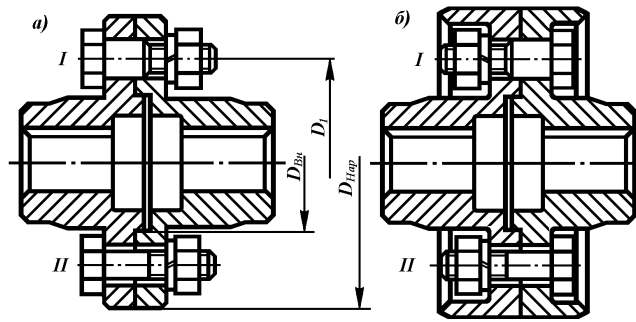


Рис. 10.3. Муфта фланцевая: а) для закрытой установки; б) для открытой установки; I – призонные болты; II – обычные болты в отверстиях с зазором.

Поперечно-разъёмная или фланцевая муфта (рис. 10.3) также состоит из двух полумуфт, но каждая из её полумуфт насаживается на соединяемый конец своего из валов – одна на ведущий вал, другая на ведомый. Каждая из них снабжена фланцем. При сборке соединения полумуфты устанавливаются так, чтобы фланцы встали друг против друга с минимальным зазором. В отверстия фланцев вставляются болты, стягивающие полумуфты. При точном изготовлении болтовых отверстий (например, из-под развёртки) применяют призонные болты (рис. 10.3, I), поперечное сечение которых во время передачи вращающего момента работает на срез. При отверстиях малой точности болты устанавливаются с зазором (рис. 10.3, II), и в этом случае тело болтов работает на растяжение, а вращающий момент передаётся за счёт сил трения между торцевыми поверхностями фланцев. Муфты, предназначенные для открытой установки, снабжаются в целях обеспечения безопасности обслуживающего персонала выступами, закрывающими головки болтов и гайки (рис. 10.3, б).

При установке во фланцевую муфту призонных болтов (рис. 10.3, I) диаметр их призонной части, работающей на срез, рассчитывается по формуле

$$d_6 \geq \sqrt{\frac{8 \cdot T \cdot k}{\pi \cdot D_1 \cdot z \cdot [\tau]}}; \quad (10.2)$$

где D_1 – диаметр муфты, на котором расположены отверстия для установки болтов (см. рис. 10.3, а, б, I);

$[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения для материала болта; остальные обозначения представлены выше.

Для удобства сборки диаметр резьбовой части болта обычно выбирается несколько меньше диаметра его призонной части.

Если болты в отверстиях полумуфт устанавливаются с зазором (рис. 10.3, II), то вращающий момент передаётся за счёт сил трения, возникающих на торцевых поверхностях фланцев полумуфт и инициированных силами затяжки болтов. В этом случае внутренний диаметр резьбовой части болтов может быть найден по выражению

Детали машин и основы конструирования

$$d_{16} \geq \sqrt{\frac{12 \cdot T \cdot k \cdot (1 - \delta^2)}{\pi \cdot D_{\text{нар}} \cdot z \cdot f \cdot [\sigma]_p \cdot (1 - \delta^3)}}; \quad (10.3)$$

где $D_{\text{нар}}$ – максимальный диаметр поверхности трения фланцев муфты, равный наружному диаметру муфты, а

$\delta = D_{\text{вн}} / D_{\text{нар}}$ – отношение диаметров внутреннего и наружного этой поверхности (см. рис. 10.3, а II).

Глухие муфты изготавливают обычно из углеродистых сталей или из чугунов различных марок.

Глухие муфты, жёстко соединяя концы валов, не позволяют им деформироваться под действием рабочих усилий, возникающих на элементах механизмов, передающих вращательное движение, таких, как шестерни, звёздочки, шкивы. Это ограничение деформации валов способствует повышению изгибных напряжений в них и, в конечном итоге, сокращает срок их службы.

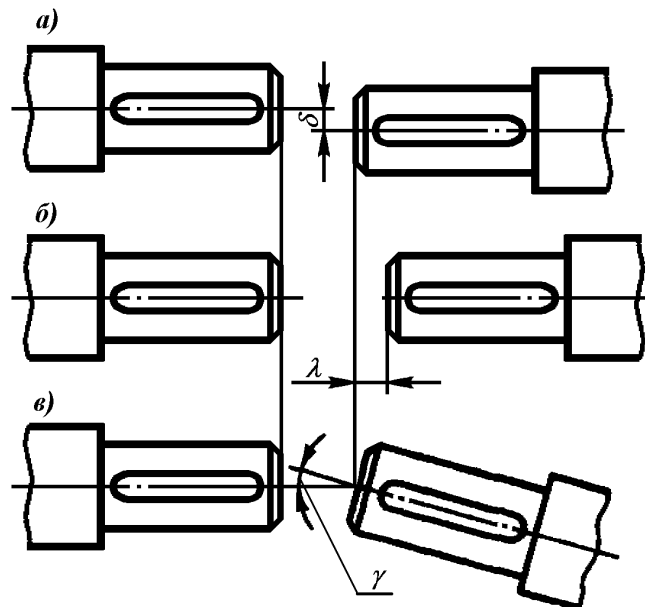


Рис. 10.4. Виды возможного относительного смещения соединяемых валов: а) радиальное (поперечное); б) осевое (продольное); в) угловое.

Исключения этой неприятности добиваются посредством применения подвижных муфт – муфт, конструкция которых позволяет отдельным элементам перемещаться в небольших пределах друг относительно друга вместе с концами соединяемых валов. Такие муфты называют иначе компенсирующими. Компенсирующие муфты допускают некоторое несовпадение геометрических осей соединяемых валов. Величину такого несовпадения принято называть величиной смещения (рис. 10.4). Взаимное смещение валов относительно номинального положения может происходить в процессе работы механизмов вследствие самых различных причин: деформации валов под рабочей нагрузкой, температурной

Детали машин и основы конструирования

деформации, износа подшипников, осадки фундамента и т.п. Нетрудно установить, что при соединении валов возможно 3 вида элементарного смещения: радиальное (поперечное рис. 10.4, а), осевое (продольное рис. 10.4, б) и угловое (рис. 10.4, в). Практически, наиболее часто наблюдается комплексное смещение, включающее сразу несколько из названных элементарных смещений.

Все подвижные компенсирующие муфты можно разделить на две группы: 1) жесткие муфты и 2) упругие муфты.

В жёстких муфтах подвижность частей обеспечивается конструктивными особенностями их элементов (расположение частей, величины зазоров, форма поверхностей и т.п.). поэтому жёсткие муфты практически не способны гасить крутильные колебания, возникающие в механизмах.

В упругих муфтах подвижность частей достигается за счёт деформации упругого элемента муфты (разного рода пружины, детали из эластомера, например резины). Деформация такого упругого элемента происходит, как правило, с достаточно большим поглощением энергии, последнее способствует интенсивному гашению крутильных колебаний и более спокойной работе привода в целом.

Зубчатые муфты общемашиностроительного применения стандартизованы (ГОСТ 5006-83) для валов диаметром от 40 до 200 мм и передаваемых моментов от 1000 до 63000 Нм. Такие муфты выпускаются двух типов: муфты МЗ – для непосредственного соединения валов и муфты МЗП – для соединения валов через промежуточный вал.

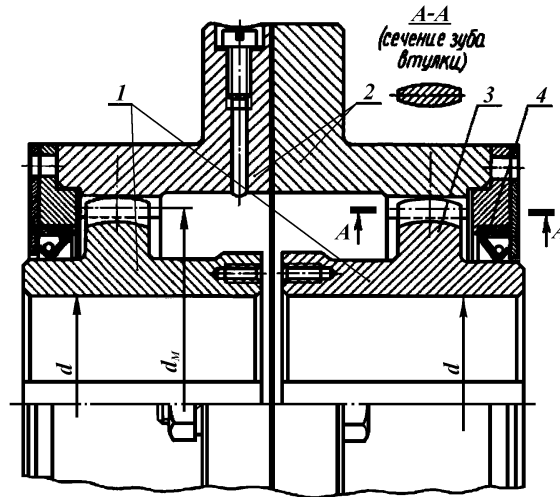


Рис. 10.5. Муфта зубчатая МЗ.

Муфта МЗ (рис. 10.5) состоит из двух втулок 1, насаживаемых на соединяемые валы и несущих на своей наружной поверхности зубчатый венец 3, и двух полуобойм 2, каждая из которых снабжена внутренними зубьями и фланцем. В рабочем состоянии зубья втулок входят во впадины между зубьями полуобойм, а фланцы последних стягиваются между собой болтами. В некоторых вариантах исполнения обойма муфты может быть выполнена в виде единой детали, в этом случае необходимость фланцев отпадает. Торцы обоймы

Детали машин и основы конструирования

закрываются крышками, а зазор между отверстием каждой крышки и втулкой уплотняется манжетой 4. Внутреннее пространство муфты заполняется консистентной или жидкой смазкой высокой вязкости для уменьшения износа зубьев и повышения КПД муфты.

С целью обеспечения возможности смещения втулок относительно обоймы вершины зубьев втулки выполнены сферическими с центром сферы на оси вращения валов, боковым поверхностям этих зубьев придана овальная форма, а впадины между зубьями обоймы сделаны несколько шире по сравнению с толщиной зубьев втулок.

Зубчатое сопряжение стандартных муфт имеет эвольвентный профиль с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$, при этом высота зубьев на втулках составляет $2,25m$, а высота контактной поверхности зубьев – $1,8m$.

При проектном расчёте нестандартных зубчатых муфт делительный диаметр зубьев можно вычислить по формуле

$$D_0 \geq \sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot T \cdot k}{[\sigma]_{см} \cdot \psi}}; \quad (10.4)$$

где $[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения смятия рабочих поверхностей зубьев;
 $\psi = b/D_0$ – коэффициент ширины зубчатого венца (b – ширина зубчатого венца втулок). Для существующих конструкций муфт $\psi = 0,12 \dots 0,16$.

Далее, задавшись числом зубьев z (обычно выбирают $30 \leq z \leq 80$, для более тяжёлых условий работы большее число зубьев), определяют модуль $m = D_0/z$, который округляют до ближайшего большего стандартного значения. По выбранному модулю уточняют все геометрические параметры муфты.

Детали стандартных зубчатых муфт изготавливают коваными из углеродистых сталей типа 45, 40Х или литыми из стали 45Л. Зубья втулок с целью повышения износостойкости подвергают улучшающей термообработке до твёрдости $\geq 40HRC$, а зубья обоймы – $\geq 35HRC$. Для этих материалов принимают допускаемые напряжения $[\sigma]_{см} = 12 \dots 15 \text{ МПа}$.

Стандартные зубчатые муфты допускают угловое смещение осей валов до $1,5^\circ$ и максимальное поперечное (радиальное) их смещение

$$\delta = d / \exp(3,86 + d / 2960); \quad (10.5)$$

где d – диаметр соединяемых валов.

При этом, чем больше угловое смещение валов, тем должно быть меньше радиальное смещение, и наоборот – большому радиальному смещению должно соответствовать минимальное угловое.

Главными достоинствами зубчатых муфт являются высокая нагрузочная способность при минимальных габаритах и возможность изготовления на высокопроизводительном зуборезном оборудовании.

Детали машин и основы конструирования

Коэффициент полезного действия зубчатых муфт $\eta_m = 0,985...0,995$, а поперечное усилие, создаваемое на концах соединяемых валов из-за их относительного смещения $F \approx (0,15...0,20) \cdot F_t$, где F_t – тангенциальное усилие в муфте, действующее на диаметре D_0 .

Для компенсации радиального смещения валов широко применяется крестово-кулисная (кулачково-дисковая) муфта (рис. 10.6), содержащая три главных части: устанавливаемые на соединяемые валы две полумуфты 1 и 2, каждая из которых может быть как ведущей, так и ведомой, и между ними кулиса (диск) 3, снабжённая прямоугольными гребнями на торцевых поверхностях, идущими вдоль взаимно перпендикулярных диаметров. Гребни кулисы при сборке муфты вводятся в пазы, выполненные на обращённых друг к другу торцевых поверхностях полумуфт. Часто с целью облегчения кулисы у неё удаляют центральную часть.

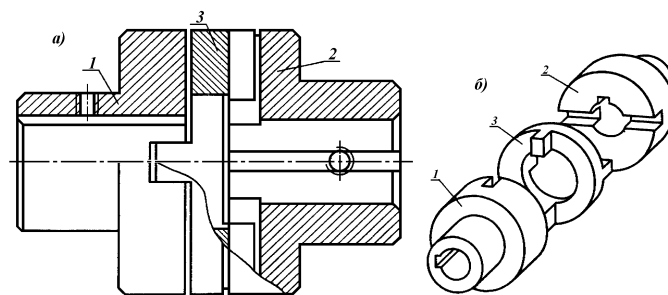


Рис. 10.6. Муфта крестово-кулисная (кулачково-дисковая):
а) в сборе; б) поддетальная аксонометрическая проекция

Детали крестово-кулисной муфты изготавливаются, как правило, из углеродистых или легированных сталей (стали 45, 50, 40X, 15X, 20X и др.). Контактные поверхности гребней кулисы и пазов полумуфт подвергают химикотермической или термической обработке с целью достижения высокой твёрдости и контактной прочности.

Крестово-кулисная муфта позволяет соединять валы, относительное смещение осей которых $\delta \leq 0,04 \cdot d$, где d – диаметр меньшего из соединяемых валов. Кроме того, эта муфта допускает и некоторое угловое смещение валов $\gamma \leq 0^\circ 40'$.

При работе крестово-кулисной муфты на несоосных валах гребни кулисы скользят в пазах полумуфт, а центр кулисы (совпадающий, как правило, с её центром масс) движется по окружности, диаметр которой равен величине относительного смещения δ геометрических осей валов, с угловой скоростью равной удвоенной скорости вращения валов.

Несовпадение центра масс кулисы с её осью вращения приводит к тому, что на кулису действует центробежная сила

$$F_u = m_k \cdot a_u = m_k \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2 \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \frac{\delta}{2}; \quad (10.6)$$

Детали машин и основы конструирования

где m_k – масса кулисы;

a_u – центростремительное ускорение, действующее на кулису;

n – частота вращения соединяемых валов, мин⁻¹.

Полагая диск кулисы сплошным и пренебрегая массой гребней последнее выражение можно записать

$$F_u \approx \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s \cdot \rho}{4} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2 \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \frac{\delta}{2}; \quad (10.7)$$

где s – толщина диска кулисы;

ρ – плотность материала, из которого он изготовлен.

Сведя все численные величины в один общий коэффициент и приняв, что $\delta = K \cdot D$, получим

$$F_u \approx 1,723 \cdot 10^{-2} \cdot K \cdot D^3 \cdot n^2 \cdot s \cdot \rho. \quad (10.8)$$

Из (10.8) следует, что центробежная сила, действующая в муфте, пропорциональна кубу её диаметра и квадрату частоты вращения соединяемых валов. Следовательно, с целью сокращения вредных сил, способствующих увеличению потерь энергии в муфте и ускоряющих её износ, следует максимально возможно сокращать внешний диаметр крестово-кулисной муфты и не применять её для соединения валов, вращающихся с высокими скоростями.

Диаметр крестово-кулисной муфты можно вычислить по соотношению

$$D \geq \sqrt{\frac{6 \cdot k \cdot T}{h \cdot [\sigma]_{cm} \cdot (1 - \beta^3)}}; \quad (10.9)$$

где h – высота гребней кулисы;

$\beta = d_{вн}/D$ – отношение диаметра отверстия в диске к наружному диаметру муфты;

$[\sigma]_{cm}$ – допускаемые напряжения смятия на контактных поверхностях элементов муфты. Для перечисленных выше сталей принимают допускаемые напряжения $[\sigma]_{cm} = 15 \dots 20$ МПа.

Радиальное относительное смещение валов и поперечное движение кулисы стимулируют возникновение поперечной нагрузки на концах соединяемых валов

$$F_m \approx \frac{4 \cdot k \cdot T \cdot f}{D \cdot (1 + \beta)}; \quad (10.10)$$

где $f = (0,12 \dots 0,25)$ – коэффициент трения между боковыми поверхностями гребней кулисы и пазов полумуфт.

Потери энергии в муфте характеризуются её КПД

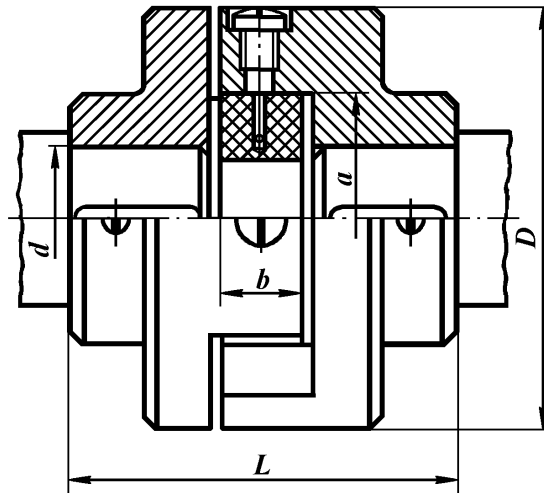


Рис. 10.7 Муфта крестово-кулисная с неметаллическим промежуточным элементом

$$\eta_m \approx 1 - \frac{16 \cdot \delta \cdot f}{\pi \cdot D \cdot (1 + \beta)} \quad (10.11)$$

При практических расчётах обычно принимают $\eta_m \approx 0,985 \dots 0,995$.

Для соединения быстроходных валов применяется другая разновидность крестово-кулисной муфты (рис. 10.7). В этой муфте дисковая кулиса заменена сухарём, имеющим квадратное поперечное сечение, а пазы на торцах полумуфт расширены до поперечных размеров сухаря. Сам сухарь изготавливается обычно из неметаллических материалов (текстолит, фенольно-формальдегидные пластики, капролон и т.п.). В силу малой плотности материала сухаря, а также меньших его размеров по сравнению с дисковой кулисой, центробежные силы в этой разновидности муфты значительно меньше по сравнению с муфтой, имеющей дисковую кулису.

Вместе с тем контактные напряжения на опорной площади боковых граней сухаря изменяются от нуля на одном ребре грани до максимума на другом её ребре. Обозначив отношение толщины сухаря b к длине боковой грани a как β , длину боковой грани сухаря можно вычислить по формуле

$$a \geq \sqrt[3]{\frac{12 \cdot k \cdot T}{\beta \cdot [\sigma]_{см}}} \quad (10.12)$$

Обычно относительная толщина сухаря $\beta = 0,25 \dots 0,75$, а диаметр муфты $D = (1,5 \dots 1,8) \cdot a$. Для муфт с текстолитовым сухарём допускаемые напряжения $[\sigma]_{см} = 10 \dots 12$ МПа, при использовании для изготовления сухаря стеклотекстолитов конструкционных марок значения допускаемых напряжений смятия могут быть увеличены в $(1,25 \dots 1,5)$ раза.

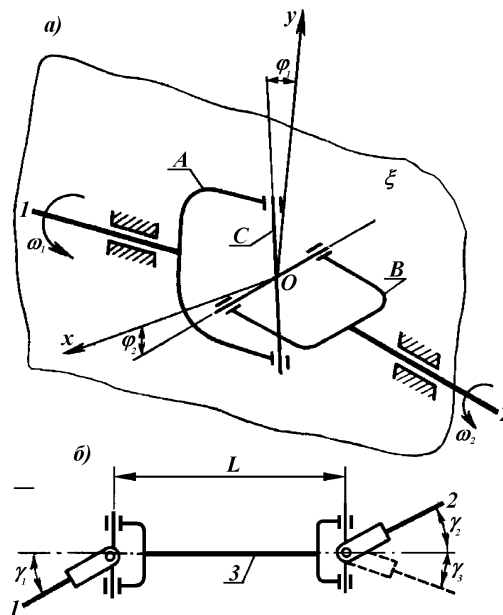


Рис. 10.8. Кинематическая схема шарнирной муфты Кардана – а) и сдвоенной муфты Кардана – б).

При больших относительных смещениях валов, когда расстояние δ (см. рис. 10.4) между их геометрическими осями соизмеримо с диаметром самих валов или угол γ достаточно велик (может достигать до 45°), и особенно при передаче вращения между валами, которые способны наряду с вращением перемещаться друг относительно друга в радиальном или в угловом направлении, применяют шарнирные муфты. В настоящее время разработано несколько конструкций таких муфт, имеющих постоянное или переменное передаточное число.

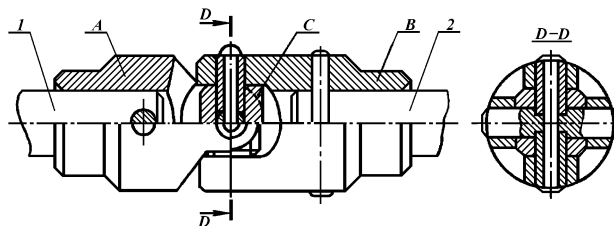


Рис. 10.9. Конструкция шарнирной муфты Кардана

Наибольшее распространение в промышленности и на транспорте получили шарнирные муфты (муфты Кардана) с крестовым шарниром (шарниром Гука) (схема рис. 10.8, конструкция рис. 10.9). Муфта Кардана (рис. 10.8, а) состоит из двух полумуфт, каждая из которых выполнена в форме вилки. Перья вилки каждой из полумуфт А и В расположены под углом 90° друг к другу, а между ними установлена крестовина, концы которой посредством вращательных кинематических пар соединены с перьями вилки.

Детали машин и основы конструирования

При равномерном вращении входного вала 1 с угловой скоростью ω_1 угловая скорость выходного вала ω_2 не будет постоянной, а мгновенное передаточное число периодически меняется в течение каждого оборота и составляет

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \gamma \cdot \cos^2 \varphi_1}{\cos \gamma}; \quad (10.13)$$

где γ – острый угол между геометрическими осями валов;

φ – угол поворота ведущего вала, отсчитываемый от положения ведущей полумуфты, при котором её вилка лежит в плоскости, проходящей через геометрические оси соединяемых валов.

Коэффициент неравномерности вращения ведомого вала в этом случае

$$\Delta\omega_2 = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} = \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \gamma \quad (10.14)$$

При $\gamma = 45^\circ$ $\Delta\omega = 1/\sqrt{2}$, а при $\gamma \approx 52^\circ$ коэффициент неравномерности превышает единицу, поэтому применение муфт с шарниром Гука для углов свыше 45° нежелательно.

Для выравнивания скорости выходного вала применяют муфту со сдвоенным шарниром Гука (рис. 10.8, б). В этом случае, если вилки промежуточного вала лежат в одной плоскости и $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ (геометрические оси входного и выходного валов параллельны), либо $\gamma_1 = \gamma_3 = \gamma$, при любом значении γ угловые скорости входного (ведущего) ω_1 и выходного (ведомого) ω_2 валов равны и, следовательно, $u=1$.

Коэффициент полезного действия единичной шарнирной муфты может быть вычислен по соотношению

$$\eta = 1 - \frac{2 \cdot d \cdot \sin \rho}{\pi \cdot D} \cdot \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right]; \quad (10.15)$$

где d – диаметр цапфы крестовины;

D – диаметр, на котором расположены цапфы крестовины (расстояние между серединами цапф, имеющих общую геометрическую ось);

ρ – угол трения для подшипников крестовины.

Для гашения крутильных колебаний (колебаний угловой скорости), вызванных силами инерции в механических приводах широкое применение находят упругие муфты. Главной особенностью этих муфт является наличие упругого элемента (резиновые втулки, торообразная оболочка, эластичная крестовина, различного рода пружины и т.п.), который при резком возрастании нагрузки (момента сопротивления) способен деформироваться, возвращаясь в исходное состояние при уменьшении нагрузки до нормальной рабочей величины.

Детали машин и основы конструирования

Упругие муфты, кроме того, допускают радиальное смещение валов до $0,4...0,6$ мм и угловое смещение осей валов до $1,5^\circ$. Кроме упругого элемента муфты ещё снабжаются, как правило, поглощающим устройством, предназначенным для диссипации колебательной энергии и предотвращения резонансных колебаний в элементах привода при неравномерном вращении его валов. Довольно часто упругий и поглощающий элементы совмещаются в одной детали.

Демпфирующая способность муфты характеризуется величиной механической энергии, поглощаемой муфтой необратимо при деформации её упругого элемента. Поглощение энергии в муфте происходит либо за счёт трения её деталей друг о друга (пружинные муфты различной конструкции), либо за счёт внутреннего трения в неметаллическом упругом элементе. Так, например, многие резиновые упругие изделия способны обратить в тепло до 25% энергии затраченной на их деформацию.

В качестве примера из большого числа известных конструкций рассмотрим две наиболее распространённые и простые по устройству упругие муфты.

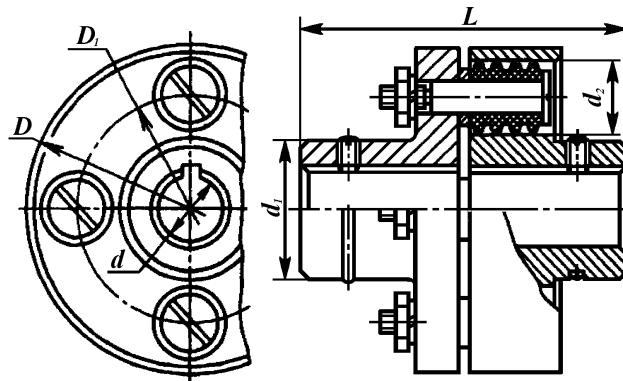


Рис. 10.10. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП; рис. 10.10) состоит из двух полумуфт, каждая из которых выполнена в виде ступицы с фланцем на одном конце. На фланце одной из полумуфт (обычно ведущей) крепятся пальцы с надетыми на их свободные концы резиновыми кольцами трапецеидального сечения или гофрированными резиновыми втулками. При монтаже на соединяемые концы валов полумуфты устанавливаются фланцами друг к другу, а концы пальцев с надетыми на них упругими элементами входят в отверстия второй (обычно ведомой) полумуфты. Муфты МУВП стандартизованы для валов диаметром от 9 до 160 мм и передаваемых крутящих моментов от $6,3$ до $16 \cdot 10^3$ Нм (ГОСТ 21424-93).

Полумуфты могут быть изготовлены из чугуна марки не ниже СЧ 21-40 или стали Ст. 3. Для изготовления пальцев используется сталь 45 или более прочная. Кольца и втулки изготавливаются из резины, имеющей прочность на растяжение не ниже 6 МПа и твёрдость $55...75$ единиц по Шору.

Расчёт нестандартных муфт МУВП ведётся по двум основным параметрам: пальцы муфты рассчитываются на изгиб, а резиновые кольца или втулки на

Детали машин и основы конструирования

смятие по цилиндрической поверхности. При этом допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см} = 1,8...2 \text{ МПа}$. Напряжения смятия для колец и втулок

$$\sigma_{см} = 2 \cdot T_k / (d_n \cdot D_n \cdot l \cdot z) \leq [\sigma]_{см}; \quad (10.16)$$

где T_k – вращающий момент;

d_n – диаметр пальца;

D_n – диаметр полумуфт, на котором расположены отверстия для установки пальцев;

l – длина упругого элемента (набора колец или втулки);

z – число пальцев.

Напряжения изгиба в пальцах муфты

$$\sigma_u = 2 \cdot T_k \cdot (0,5 \cdot l + C) / (0,1 \cdot d_n^3 \cdot D_n \cdot z) \leq [\sigma]_u; \quad (10.17)$$

где C – зазор между полумуфтами, составляющий для большинства муфт 2...5 мм. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_u = (0,4...0,5) \cdot \sigma_m$, где σ_m – предел текучести материала пальцев.

Муфты данного типа обладают большой радиальной и угловой жёсткостью, поэтому и механизмы, валы которых соединяют посредством такой муфты, должны устанавливаться на плитах или рамах большой жёсткости с максимально возможной точностью центровки сопрягаемых валов.

Втулочно-пальцевая муфта требует достаточно точного центрирования (осевое смещение $\lambda \leq 5 \text{ мм}$; радиальное – $\delta \leq 0,6 \text{ мм}$; угловое – $\gamma \leq 1^\circ$).

Следствием высокой радиальной жёсткости муфты являются большие поперечные нагрузки на концах соединяемых валов. В расчётах радиальную жёсткость муфты принимают приблизительно линейной. В этом случае радиальные усилия на валах могут быть вычислены по приближённому эмпирическому соотношению

$$F_r = (0,1625 \cdot d - 1,0640) \cdot \delta; \quad (10.18)$$

в котором диаметр большего из соединяемых валов d и величина их относительного радиального смещения δ должны подставляться в мм, тогда результат будет получен в кН.

Стандартные муфты МУВП выбираются по величине вращающего момента и диаметру соединяемых валов, как это показано ниже.

Детали машин и основы конструирования

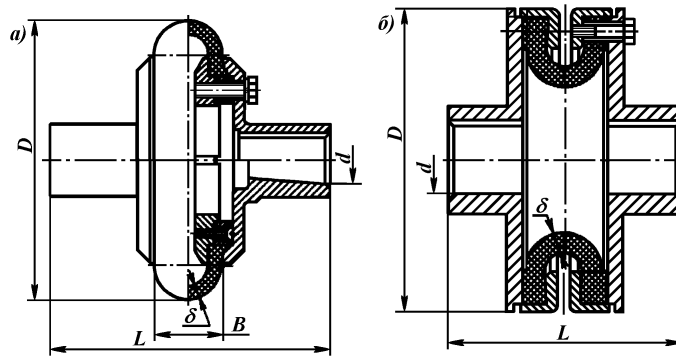


Рис. 15.11. Муфта упругая с неразрезной торообразной оболочкой:
а) выпуклого профиля; б) вогнутого профиля.

Муфты упругие с торообразной оболочкой обладают большой крутильной, радиальной и угловой податливостью и в соответствии с ГОСТ Р 50892-96 изготавливаются с оболочкой *выпуклого* или *вогнутого* профиля. В свою очередь, муфты с оболочкой выпуклого профиля могут быть с *разрезной* или *неразрезной* (ГОСТ 20884-93) оболочкой.

Конструкция муфт с неразрезной оболочкой представлена на рис. 10.11. Муфта состоит из двух полумуфт, снабжённых фланцами, и торообразной оболочки, прикреплённой своей периферической частью к фланцам с помощью прижимных дисков и винтов, стягивающих эти диски с фланцами полумуфт. Прижимные диски для неразрезной торообразной оболочки разрезные (выполняются из двух или большего числа деталей, соединяемых посредством винтов), для разрезной – неразрезные.

Металлические детали муфты изготавливаются из стали Ст. 3 (ГОСТ 380-71) или более прочной. Торообразная оболочка прессуется из резины с сопротивлением разрыву не менее 10МПа и модулем упругости при 100% удлинении не ниже 5МПа. Торообразные оболочки муфт, диаметр которых превышает 300 мм, армируются кордовыми нитями с целью увеличения несущей способности и срока службы.

Положительным качеством муфт с торообразной оболочкой является высокая демпфирующая способность при больших радиальных и угловых несоосностях соединяемых валов (осевое смещение $\lambda \leq 5$ мм; радиальное – $\delta \leq 6$ мм; угловое – $\gamma \leq 6^\circ$) при высокой частоте их вращения (до 2500 мин⁻¹ и выше).

Муфты с выпуклой торообразной оболочкой по сравнению с муфтами, имеющими вогнутую оболочку, имеют несколько меньшую массу, способны передавать примерно на 20 % меньший момент и выдерживают примерно в 1,5 раза меньшие обороты, но при этом имеют существенно большую податливость.

При вращении с достаточно большими угловыми скоростями на полумуфтах появляются постоянно действующие осевые усилия, что требует жёсткого осевого закрепления полумуфт на концах соединяемых валов.

Однако, даже при предельных смещениях валов, возникающие радиальные и осевые силы, а также изгибающие моменты невелики и при расчёте валов могут не учитываться.

Детали машин и основы конструирования

Подбор муфт с торообразной оболочкой ведётся по передаваемому вращающему моменту и диаметру соединяемых валов.

Муфты сцепные

Сцепными называют муфты, основным назначением которых является соединение или разъединение валов при движении или во время остановки.

Основные требования к сцепным муфтам:

1. быстрота и лёгкость включения (соединения валов) и выключения (разъединения валов);
2. плавность включения;
3. надёжность сцепления валов после включения муфты;
4. высокий КПД, малый износ и нагрев муфты;
5. простота регулирования и настройки;
6. незначительные усилия на органах управления при ручном управлении;
7. минимальные габариты при заданных несущей способности, и сроке эксплуатации.

В качестве сцепных в машиностроении наиболее широкое распространение получили кулачковые, зубчатые и фрикционные муфты.

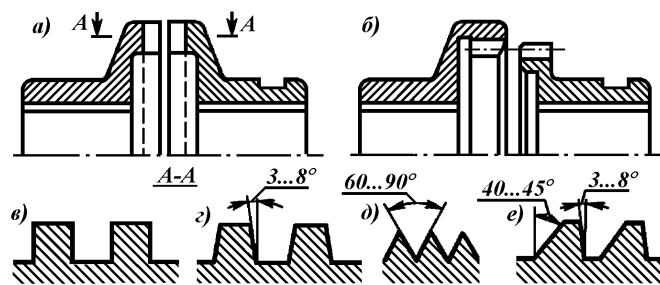


Рис. 10.12. Муфты сцепные:
а) кулачковая; б) зубчатая.

Форма кулачков в тангенциальном сечении: в) прямоугольная; г) трапецидальная симметричная; д) треугольная; е) трапецидальная несимметричная.

Кулачковые и зубчатые муфты (рис. 10.12, а, б) имеют подобную конструктивную схему. Оба вида муфт состоят из двух полумуфт, каждая из которых снабжена фланцевой частью. Одна из полумуфт крепится на одном из соединяемых валов неподвижно, другая, закреплённая на втором из этих валов, имеет возможность осевого перемещения или снабжается подвижной в осевом направлении втулкой.

Различие этих муфт заключается в том, что в полумуфтах кулачковой муфты зубья, которые принято называть кулачками, выполнены на торцовой поверхности фланцев (рис. 10.12, а), а в полумуфтах зубчатой муфты зубья расположены на цилиндрической поверхности, причём на одной из полумуфт делаются наружные зубья (правая полумуфта на рис. 10.12, б), на другой – внутренние (левая полумуфта на рис. 10.12, б).

Детали машин и основы конструирования

Обе разновидности муфт находят широкое применение в коробках передач колёсных и гусеничных машин, а также металлорежущего оборудования.

При сближении полумуфт посредством осевого перемещения подвижной полумуфты кулачки или зубья одной полумуфты входят во впадины другой, и вращающий момент передаётся за счёт силового контактного взаимодействия кулачков или зубьев боковыми сторонами.

При включении таких муфт на ходу, когда либо валы вращаются с разными скоростями, либо один из них вращается, а другой вообще неподвижен, процесс включения произойдёт с ударом между боковыми поверхностями зубьев, что весьма нежелательно из-за воздействия на зубья чрезмерных ударных нагрузок, приводящих к быстрому износу рабочих поверхностей и в некоторых случаях даже способных вызвать поломку зубьев. По этой причине кулачковые и зубчатые муфты часто применяются совместно с дополнительными устройствами, обеспечивающими синхронизацию скорости вращения соединяемых валов перед включением муфты.

В зубчатых муфтах боковые поверхности зубьев обычно выполняются по эвольвентному профилю, поскольку зубья с таким профилем легко нарезаются на широко распространённом зуборезном оборудовании, предназначенном для изготовления зубчатых колёс. Кулачки кулачковых муфт могут иметь самый различный профиль: прямоугольный (рис. 10.12, в), симметричный трапецеидальный (рис. 10.12, г), треугольный (рис. 10.12, д) или несимметричный трапецеидальный (рис. 10.12, е) и некоторые другие. Выбор профиля кулачков определяется многими условиями, как конструктивного, так и технологического характера. Так, например, прямоугольный профиль кулачков хорошо обеспечивает передачу вращающего момента, не создавая при этом осевого выключаяющего усилия, но при таком профиле кулачков велика вероятность взаимного утыкания кулачков сопряжённых полумуфт при попытке их соединения, что особенно неприятно при включении муфты на ходу. Полумуфты с трапецеидальными кулачками гораздо легче входят во взаимное зацепление, поскольку в начальный момент соединения ширина впадин между кулачками существенно превышает толщину входящих в них вершин кулачков. Наиболее благоприятны с точки зрения лёгкости включения кулачки треугольной формы, но вследствие относительно больших углов наклона рабочих граней кулачков в муфтах с такими кулачками действуют максимальные выключаяющие силы.

Кулачковые и зубчатые муфты изготавливаются обычно из углеродистых или легированных сталей (сталь 45, 50, 40ХН, 38ХМЮА и др.). Рабочие поверхности кулачков подвергаются химической или химико-термической обработке для достижения высокой твёрдости контактной поверхности (HRC 56...62).

Кулачки кулачковых муфт обычно рассчитываются на контактную прочность и, если длина кулачка по срединной окружности не превышает его высоты, на изгиб. При этом предполагается, что нагрузка между кулачками распределена равномерно и давление по площадке контакта также распределено равномерно. В этом случае

напряжения смятия
$$\sigma_{см} = 2 \cdot T_k / (d_{cp} \cdot z \cdot F) \leq [\sigma]_{см}; \quad (10.19)$$

Детали машин и основы конструирования

$$\sigma_u = 2 \cdot T_k \cdot h / (W_u \cdot d_{cp} \cdot z) \leq [\sigma]_u; \quad (10.20)$$

где T_k – расчётный момент, определяемый как сумма рабочего и инерционного (возможно пускового) моментов;

d_{cp} – средний диаметр муфты по кулачкам;

z – число кулачков в одной из полумуфт;

F и h – площадь проекции контактной поверхности кулачка на диаметральную плоскость и высота кулачка, соответственно;

W_u – осевой момент сопротивления основания кулачка.

При увеличении степени рассинхронизации скорости соединяемых валов в момент включения допускаемые контактные напряжения уменьшают в 1,5...3 раза.

На наклонных рабочих гранях кулачков в работающей муфте возникает осевая сила, стремящаяся развести полумуфты, то есть произвести её выключение. Эта сила

$$Q_{выкл} = \frac{2 \cdot T_k}{d_{cp}} \cdot \left[f_1 \cdot \frac{d_{cp}}{d} - \operatorname{tg}(\alpha - \rho) \right]; \quad (15.21)$$

где f_1 – коэффициент трения подвижной полумуфты относительно вала;

d – диаметр вала;

α – угол наклона рабочей грани кулачка по отношению к диаметральной плоскости;

ρ – угол трения между гранями сопряжённых кулачков ($\operatorname{tg} \rho = f$, где f – коэффициент трения для тех же поверхностей).

Для исключения выключающей силы, гарантирующего невозможность самопроизвольного расцепления полумуфт, необходимо, чтобы выражение в квадратных скобках не превышало по величине нуля. Если принять $f_1 = f$, что достаточно часто соответствует действительности, то условие невыключаемости муфты самопроизвольно запишется, как

$$\alpha \leq \operatorname{arctg} \left[f \cdot \left(1 + \frac{d_{cp}}{d} \right) \right]; \quad (15.22)$$

Для принудительного включения муфты под нагрузкой требуется приложить выключающее осевое усилие к подвижной полумуфте

$$Q_{вкл} = \frac{2 \cdot T_k}{d_{cp}} \cdot \left[f_1 \cdot \frac{d_{cp}}{d} + \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \right]. \quad (15.23)$$

При расчёте кулачковых муфт обычно принимают $f_1 = f = 0,15...0,2$.

Детали машин и основы конструирования

Фрикционные муфты передают вращающий момент посредством сил трения, возникающих на поверхностях сцепляющихся элементов (рис. 10.13).

Фрикционные муфты нашли широкое применение в подвижных машинах, как колёсных, так и гусеничных (в автомобилях это муфта сцепления, в танках, БМП и других гусеничных машинах – главный фрикцион).

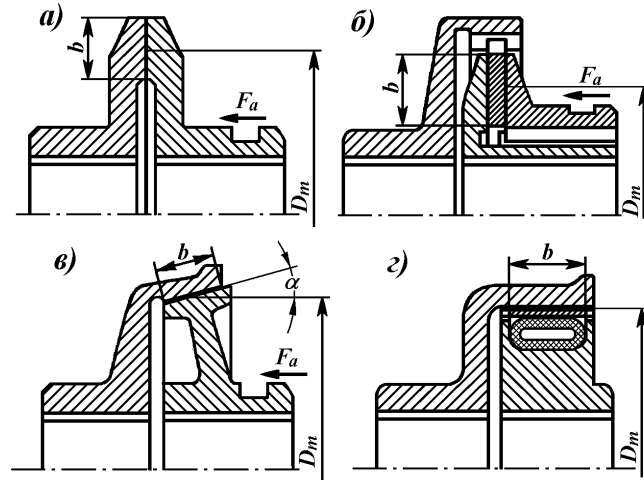


Рис. 15.13. Некоторые разновидности фрикционных муфт

Широкое распространение фрикционных муфт обусловлено их несомненными достоинствами:

1. допускают включение при любом различии угловых скоростей соединяемых валов (не нужно их предварительно синхронизировать);
2. обеспечивают плавный разгон ведомого вала;
3. позволяют плавно регулировать скорость вращения ведомого вала и время его разгона;
4. выполняют предохранительную функцию, ограничивая величину нагрузочного момента, передаваемого от ведомого вала ведущему.

Основным недостатком фрикционных муфт является неспособность обеспечить полную синхронность вращения ведущего и ведомого валов вследствие проскальзывания.

Классификация фрикционных муфт:

1. по направлению действия замыкающего усилия – осевые и радиальные;
2. по форме и конструкции элементов трения –

- | | |
|-------------|-------------------------|
| осевые: | а) конусные; |
| | б) дисковые; |
| | в) колодочные; |
| радиальные: | г) ленточные; |
| | д) с разжимным кольцом; |

3. по наличию смазки на поверхностях трения – сухие и масляные.

В сухих муфтах поверхности трения работают без смазки, в масляных тела трения погружены в масляную ванну.

Детали машин и основы конструирования

Качество фрикционных муфт (жесткость и стабильность сцепления, срок службы, частота включений-выключений) определяются главным образом качеством использованных для их изготовления фрикционных материалов. Эти материалы должны отвечать следующим требованиям:

1. обеспечивать высокий и постоянный во времени коэффициент трения;
2. обладать высокой износоустойчивостью;
3. иметь достаточную прочность при одновременной способности хорошо прирабатываться;
4. иметь высокую теплопроводность для теплоотвода от поверхности трения;
5. иметь высокую теплоустойчивость и химическую стойкость против продуктов разложения и окисления смазочных материалов при высокой температуре;
6. иметь хорошую обрабатываемость, малую стоимость и недефицитность.

Расчёт прочности и работоспособности фрикционных муфт выполняется по удельному давлению на поверхностях трения, а расчёт несущей способности по удельному давлению и коэффициенту трения на рабочих поверхностях (табл. 10.1)

Таблица 10.1

Допустимые удельные давления $[p]$ и коэффициенты трения f для некоторых фрикционных пар.

Фрикционная пара	Условия смазки				
	масляные		сухие		С попаданием смазки
	$[p]$, МПа	f	$[p]$, МПа	f	f
Сталь – сталь	0,6...0,8	0,05...0,08	–	0,18	0,1
чугун – чугун или сталь	0,6...0,8	0,08...0,1	0,2...0,3	0,15...0,18	0,12
Сталь – бронза	0,4...0,6	0,08	–	0,18	0,11
металлокерамика –сталь	0,8	0,08	0,3	0,25...0,45	–
текстолит – сталь	0,4...0,6	0,1	–	–	0,12
Феродо – сталь	–	0,08	0,2...0,3	0,3	–

Данные таблицы соответствуют скорости скольжения при включении $v_s \leq 2,5$ м/с и частоте включений не выше 100 в час. При скоростях скольжения фрикционных элементов в момент включения, превышающих указанную величину рабочее удельное давление следует уменьшить. Для этих условий работы удельное давление может быть вычислено по эмпирической формуле

$$p \approx \frac{\ln(229 / v_s)}{4,5} \times [p] ; \tag{10.24}$$

Детали машин и основы конструирования

где v_s – скорость скольжения, м/с;

$[p]$ – допустимые удельные давления из табл. 10.1.

Расчётный рабочий момент муфты зависит от величины передаваемого момента (от момента сопротивления на ведомом валу):

$$T_m = \frac{\beta \cdot T_2}{k_m \cdot k_v}; \quad (10.25)$$

где β – коэффициент запаса сцепления ($1,2 \leq \beta \leq 3,5$, для колёсных транспортных машин принимают $\beta = 1,2 \dots 1,5$, для гусеничных – $\beta = 1,5 \dots 2,0$);

k_m – коэффициент, учитывающий частоту включения муфты (при $n_{вкл} \leq 100$ $k_m = 1$, в остальных случаях $k_m = 1 - 0,01(n_{вкл} - 100)$);

k_v – коэффициент, учитывающий скорость скольжения v_s ($k_v = \sqrt[3]{2,5 / v_s}$, где v_s – м/с).

Рабочий момент конусной муфты (рис. 10.13, в) и осевое усилие, необходимое для обеспечения контакта фрикционных поверхностей в процессе её работы, связаны с конструктивными параметрами муфты соотношениями

$$T_m = \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot p \cdot b \cdot D_m^2$$

$$Q = \frac{2 \cdot T_m}{D_m} \cdot \left(\frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right) \quad (10.26)$$

В этих выражениях D_m – средний диаметр поверхности трения; b – ширина поверхности трения; p – удельное давление; f – коэффициент трения; α – угол между образующей конуса и осью вала.

Задавшись коэффициентом ширины поверхности трения $\psi = 0,15 \dots 0,25$ ($\psi = b / D_m$) и выбрав значение угла α конусной муфты (для трения металла по металлу $\alpha = 8^\circ \dots 10^\circ$, для дерева по металлу – $\alpha \geq 20^\circ$, для кожи и феродо по металлу – $\alpha \geq 12,5^\circ$) можно определить средний диаметр поверхности трения (проектный расчёт).

Дисковая муфта может иметь одну (рис. 10.13, а) или несколько пар трения (рис. 10.13, б). При этом наружный D и внутренний d диаметры поверхностей трения для всех контактных пар практически одинаковы. Тогда для всех этих поверхностей ширина $b = 0,5 \cdot (D - d)$, а средний диаметр $D_{cp} = 0,5 \cdot (D + d)$. В этом случае рабочий момент муфты и осевое усилие, необходимое для обеспечения необходимого сжатия дисков, связаны с конструктивными параметрами муфты соотношениями

$$T_m = \frac{\pi}{12} \cdot f \cdot p \cdot z \cdot (D^3 - d^3) \quad (10.27)$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot (D^2 - d^2) \quad (10.28)$$

и

В последних выражениях z – количество пар поверхностей трения, остальные обозначения определены выше.

Достаточно часто с целью уменьшения диаметра дисковой муфты увеличивают количество поверхностей трения за счёт увеличения числа дисков, связанных с ведущей и ведомой полумуфтами. При этом, как правило, число дисков ведущей полумуфты n_1 берут на один меньше числа дисков ведомой полумуфты n_2 . Общее число дисков $n = n_1 + n_2$ не может быть более 30, поскольку при большом числе дисков из-за их перекоса либо коробления муфта плохо выключается (говорят: «муфта ведёт»).

При проектном расчёте фрикционных муфт удобным является в первую очередь вычислить приведённый диаметр муфты D_m (см. рис. 10.13), удовлетворяющий соотношению $T_m = 0,5 \cdot F_f \cdot D_m$, в котором F_f – полная тангенциальная сила трения по всем фрикционным поверхностям. Приведённый диаметр муфты связан с наружным и внутренним диаметрами поверхностей трения выражением

$$D_m = \frac{2}{3} \cdot D \cdot \left(1 + \frac{\delta^2}{1 + \delta} \right); \quad (10.29)$$

$$\delta = \frac{d}{D} \quad (10.30)$$

где

Относительный внутренний диаметр поверхности трения δ и коэффициент её ширины ψ для конических и дисковых муфт связаны соотношением

$$\frac{4}{3} \cdot \psi \cdot \sin \alpha = \frac{1 - \delta^2}{1 + \delta + \delta^2} \quad (10.31)$$

Однако более удобным для вычисления относительного внутреннего диаметра δ поверхности трения по заданному её коэффициенту ширины является приближённое эмпирическое выражение

$$\delta = 0,4823 \cdot (\psi \cdot \sin \alpha)^2 - 1,6475 \cdot (\psi \cdot \sin \alpha) + 0,9831 \quad (10.32)$$

С учётом использования нескольких пар поверхностей трения, как в многодисковой муфте, приведённый диаметр муфты может быть вычислен по соотношению

Детали машин и основы конструирования

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \beta \cdot T_2}{\pi \cdot f \cdot p \cdot \psi \cdot k_m \cdot k_v \cdot z}}; \quad (10.33)$$

где z – число взаимодействующих пар поверхностей трения, остальные обозначения определены выше.

При использовании сегментных накладок или отдельных колодок необходимо учесть потери площади трения на промежутки между отдельными накладками или колодками.

Методика подбора стандартных муфт

Муфты, нашедшие в промышленности наибольшее применение, стандартизованы (например, шарнирные, с упругой торообразной оболочкой, втулочно-пальцевые и ряд других). Главной паспортной характеристикой стандартной муфты является величина максимального момента $[T]$ (указывается в стандарте), который она способна передать. Поэтому стандартизованные муфты подбираются в соответствии с величиной передаваемого вращающего момента по условию

$$T \cdot K \leq [T]; \quad (10.34)$$

где T – рабочий момент, передаваемый муфтой,

K – коэффициент ответственности и условий работы привода, учитывающий возможное возрастание нагрузки при случайных нештатных ситуациях. Обычно в машиностроении $1,0 \leq K \leq 6,0$. В свою очередь коэффициент K состоит из произведения нескольких частных коэффициентов. Наиболее употребимыми являются два из них, что позволяет записать

$$K = k_{om} \cdot k_{yp}; \quad (10.35)$$

где k_{om} – коэффициент ответственности (если отказ муфты вызывает просто остановку машины, то $k_{om}=1$, аварию машины – $k_{om}=1,2$, аварию нескольких машин – $k_{om}=1,5$, аварию с человеческими жертвами, катастрофу – $k_{om}=1,8$); k_{yp} – коэффициент условий работы машины (спокойная работа без реверсирования $k_{yp}=1$, неравномерная нагрузка – $k_{yp}=(1,1...1,3)$, тяжёлая работа с ударами и реверсированием – $k_{yp}=(1,3...1,5)$). Особые условия работы могут быть учтены посредством введения дополнительных повышающих коэффициентов.

После выбора муфты с соответствующим максимальным передаваемым моментом проверяется возможность установки элементов муфты на соединяемые валы уже известного диаметра. При этом следует учесть, что, во-первых, стандартами допускается изготовление одинаковых элементов муфты на несколько вариантов посадочных диаметров, а во-вторых, большинство муфт допускает расточку посадочных отверстий в достаточно широком диапазоне, и

Детали машин и основы конструирования

такая расточка, если она необходима, должна быть указана в заказной спецификации.

В лекции рассмотрена только незначительная часть из огромной номенклатуры муфт, используемых в промышленности. Расширить свои знания в этой области можно с помощью многочисленных учебников и специальной технической литературы.

Вопросы для самоконтроля:

1. Что в технике называют муфтой? Какие устройства подразумеваются под этим названием в курсе «детали машин»?
2. Какие функции выполняют муфты в механизмах и агрегатах?
3. Назовите основные классификационные признаки муфт.
4. Назовите основные разновидности глухих муфт. Перечислите их главные достоинства и недостатки.
5. В чём разница продольно-разъёмных и поперечно-разъёмных муфт?
6. Что и на какие виды напряжений рассчитывается во втулочной муфте?
7. Что и на какие виды напряжений рассчитывается в продольно-разъёмной муфте?
8. Что и на какие виды напряжений рассчитывается в поперечно-разъёмной муфте?
9. Какие муфты можно назвать подвижными?
10. Что компенсируют компенсирующие муфты? Назовите возможные виды относительного смещения валов, соединяемых муфтой.
11. Назовите принципиальные различия между жёсткими и упругими муфтами.
12. Объясните конструктивную схему и особенности зубчатых муфт. Для какой цели они применяются?
13. Назовите основной принцип проектного расчёта нестандартных зубчатых муфт.
14. Объясните конструктивную схему и особенности крестово-кулисной муфты. Для какой цели она применяется?
15. Какие процессы идут в крестово-кулисной муфте при соединении вращающихся несоосных валов? Как можно бороться с нежелательными эффектами работы крестово-кулисной муфты?
16. Назовите основной принцип проектного расчёта крестово-кулисной муфты.
17. Как можно сократить нежелательные центробежные силы при установке крестово-кулисной муфты на высокоскоростные валы?
18. Объясните конструктивную схему и особенности шарнирной муфты. Для какой цели она применяется?
19. В чём заключается главный недостаток шарнирной муфты? Каким способом его исключают при использовании таких муфт в машинах?
20. Какое устройство называют упругой муфтой? Для чего оно предназначено?

Детали машин и основы конструирования

21. Объясните конструктивную схему втулочно-пальцевой муфты? Как она рассчитывается?
22. Объясните конструктивную схему муфты с торообразной упругой оболочкой? Как она рассчитывается?
23. Какие муфты называют сцепными? Какие требования к ним предъявляются?
24. Объясните конструктивную схему и особенности кулачковых и зубчатых сцепных муфт. Для какой цели она применяется?
25. Какие отрицательные эффекты могут наблюдаться при работе кулачковых и зубчатых сцепных муфт?
26. Объясните основные принципы расчёта кулачковых и зубчатых сцепных муфт.
27. Объясните конструктивную схему и особенности работы фрикционной муфты. Для какой цели она применяется?
28. Перечислите основные достоинства и недостатки фрикционных муфт.
29. Назовите основные виды фрикционных муфт.
30. Назовите основные фрикционные материалы, используемые во фрикционных муфтах, и требования к ним.
31. Объясните основные принципы проектного и проверочного расчёта фрикционных муфт.
32. Объясните основной принцип подбора стандартных муфт.

Лекция № 11. Механические муфты

Вопросы лекции:

4. Классификация и конструкция муфт.
5. Подбор муфт и проверка на прочность основных элементов.
6. Упругие элементы.

Классификация и конструкция муфт

Муфта (от немецкого die Muffe) – устройство для соединения валов, тяг, труб, канатов, кабелей. Следует различать муфты соединительные и муфты приводов машин. В лекции рассматриваются муфты приводов машин.

Основные функции муфт — соединение валов и передача вращающего момента. Соединяя валы машин, муфты выполняют и ряд дополнительных функций: компенсируют перекосы и смещения валов, смягчают колебания и динамические нагрузки, обеспечивают при необходимости плавные пуски и остановки, предохраняют детали машин от перегрузок и изменения направления вращения.

Муфты подразделяют

- на постоянные (глухие, компенсирующие, упругие);
- на сцепные управляемые;
- на самоуправляющиеся (автоматические) по моменту (предохранительные), по направлению движения (обгонные), по скорости (центробежные).

Жесткие некомпенсирующие (глухие) муфты не допускают соединения валов со смещениями или перекосами валов.

Втулочные муфты (рис. 11.1, а) требуют соосности валов. Муфты изготавливают со штифтами и шпоночным пазом. Муфты просты в изготовлении, дешевы, но установка (монтаж) связана с необходимостью больших осевых перемещений валов. Муфты не позволяют посадки деталей с натягом, не обеспечивают жесткость валов. Фланцевые муфты (рис. 15.1, б) наиболее распространены, в них необходимо обеспечить перпендикулярность торцовых поверхностей А к оси вала.

Детали машин и основы конструирования

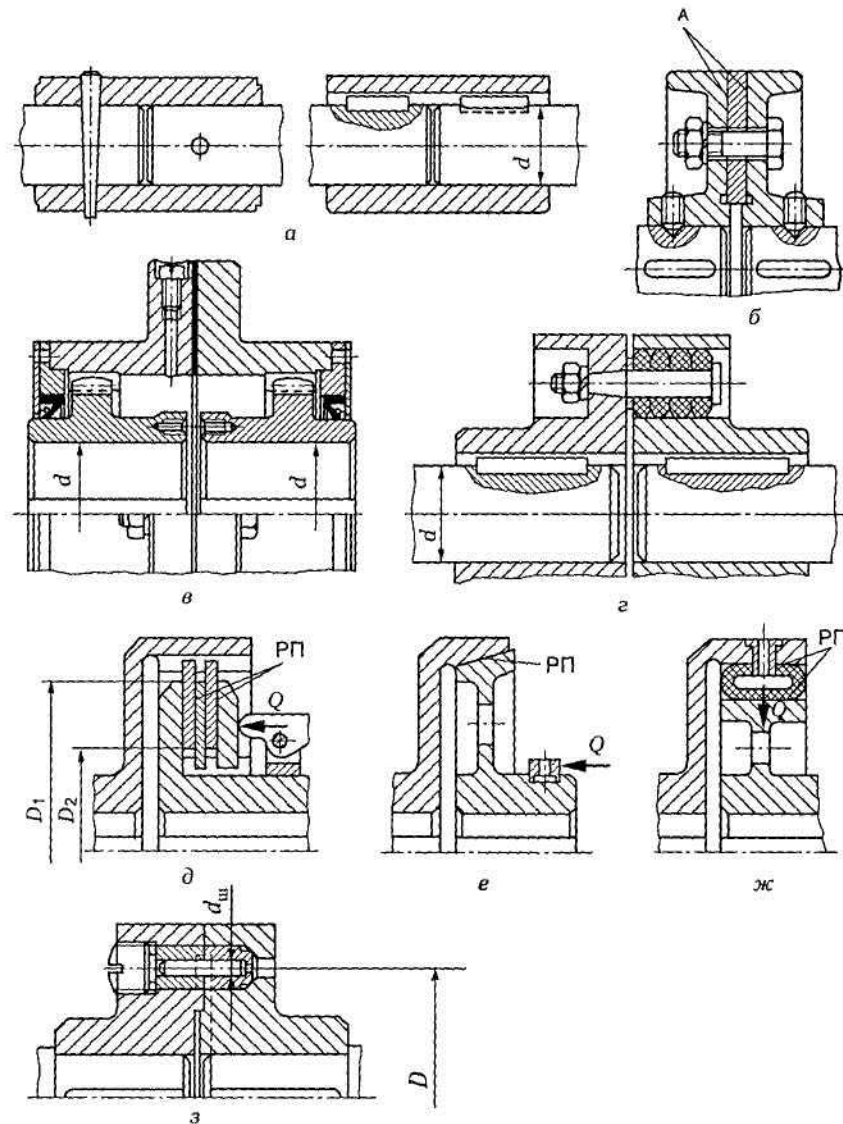


Рис. 11.1. Основные типы муфт: а – втулочная; б – фланцевая; в – зубчатая; г – упругая втулочно-пальцевая; д – многодисковая; е – конусная; ж – цилиндрическая шинно-пневматическая; з – фланцевая со срезанным штифтом; А – торцевые поверхности; РП – рабочие поверхности; Q – управляющее усилие

Жесткие компенсирующие муфты допускают соединения валов с незначительным смещением осей. Особую группу составляют шарнирные муфты, допускающие значительные перекосы осей валов.

Широко распространена зубчатая муфта (рис. 11.1, в). Наружная поверхность зубьев втулок муфты сферическая, зубья имеют эвольвентный профиль. Вследствие большого числа зубьев муфты имеют большую несущую способность и надежность. Муфты допускают смещение валов в осевом направлении до 8 мм, в радиальном – до 0,6 мм, перекося – до 1°30'. Зубчатые муфты используют в широком диапазоне моментов и скоростей вращения, они технологичны и малогабаритны. Основные недостатки – скольжение зубьев и их износ; используется смазывание зубьев.

Детали машин и основы конструирования

Упругие компенсирующие муфты смягчают толчки и удары, передаваемые через соединяемые валы, предохраняют от колебаний и компенсируют все виды перекосов валов. Муфты содержат неметаллические упругие элементы (из резины) или металлические – пружины, пакеты пластин.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП) (рис. 11.1, а) состоит из двух полумуфт, соединенных через палец с надетыми на него резиновыми втулками. Муфта проста по конструкции, компактна и мала по массе, изнашивающиеся резиновые кольца легко заменяются. Муфты допускают осевые смещения до 5 мм, радиальные смещения – до 0,6 мм, перекосы – до 1° .

Сцепные управляемые муфты служат для соединения и разъединения вращающихся или неподвижных валов. Муфты разделяются на муфты с профильным замыканием (кулачковые и зубчатые) и фрикционные. Муфты с профильным замыканием применяют для передачи значительных вращающих моментов, если не требуется плавность соединения.

Для плавного соединения и разъединения валов используют фрикционные муфты (рис. 11.1, б-ж). Работа фрикционных муфт основана на создании сил трения между элементами муфты. Силу трения можно регулировать, меняя силу сжатия трущихся поверхностей. Управление муфтой может быть механическим, гидравлическим и электромагнитным. По форме трущихся поверхностей муфты разделяются на дисковые, конусные и цилиндрические. Различают сухие муфты и муфты, работающие со смазкой.

В процессе включения фрикционной муфты происходит проскальзывание, и разгон ведомого вала идет плавно. Муфта регулируется на передачу максимального момента, безопасного для элементов машины.

Для уменьшения габаритных размеров муфту выполняют с несколькими поверхностями трения – многодисковая муфта (см. рис. 11.1, б). Все диски муфты должны быть параллельными, плоскими и соосными, поэтому все диски устанавливают на одной из полумуфт – необходима абсолютная соосность валов.

Достоинствами конусных муфт (см. рис. 11.1, в) являются малые силы включения, хорошая расцепляемость и простота конструкции. Основные недостатки – большие габаритные размеры и неуравновешенные осевые силы, передаваемые на валы.

В цилиндрической шинно-пневматической муфте (см. рис. 11.1, г) осевых усилий на вал не создается, допускаются осевые смещения, момент легко регулируется.

Основные недостатки таких муфт – значительная стоимость резинового баллона и нестойкость резины к нефтепродуктам.

Сцепные самоуправляющиеся муфты предназначены для сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы.

Для этого применяют обгонные муфты (свободного хода), пере- передающие момент в одном направлении, центробежные муфты для соединения и разъединения валов при достижении определенной частоты вращения и предохранительные муфты, выключающие механизм при перегрузках.

По принципу работы предохранительные муфты делят на пружинные, фрикционные и с ломающимся элементом. По конструкции пружинно-кулачковые и фрикционные подобны сцепным управляемым муфтам.

Детали машин и основы конструирования

Из муфт с ломающимся элементом широко распространена фланцевая муфта со срезанным штифтом (рис. 11.1, з). При перегрузке штифт срезается и полумуфты рассоединяются. Такие муфты просты по конструкции, имеют малые размеры, основной недостаток: для замены перерезанного штифта необходимо останавливать машину и заменять штифт.

Подбор муфт и проверка на прочность основных элементов

Подбор муфт производится по передаваемому моменту с учетом диаметра большего из соединяемых валов. Расчетный момент

$$T_p = K \cdot T, \tag{11.1}$$

где K – коэффициент режима работы; при спокойной нагрузке $K = 1,15 \dots 1,4$; при переменной нагрузке $K = 1,5 \dots 2$; при ударной нагрузке $K = 2,5 \dots 3$;

T – номинальный вращающий момент.

Зубчатые муфты подбирают по передаваемому моменту по формуле

$$T_p = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot T, \tag{11.2}$$

где K_1 – коэффициент ответственности;

K_2 – коэффициент условий работы;

K_3 – коэффициент углового смещения.

Многодисковые фрикционные муфты рассчитывают по моменту сил трения

$$T_f \geq \beta \cdot T_p, \tag{11.3}$$

где β – коэффициент запаса сцепления.

Предохранительную муфту со срезным штифтом рассчитывают по предельному моменту

$$T_{пр} = 1,25 \cdot K \cdot T, \tag{11.4}$$

где K – коэффициент перегрузки.

Основные элементы муфт рассчитывают следующим образом. Расчетный момент трения фрикционной муфты

$$T_f \geq \beta \cdot T_p; \quad T_f = f \cdot Q \cdot R_{cp} \cdot Z, \tag{11.5}$$

где β – коэффициент запаса сцепления, $\beta = 1,3 \dots 1,5$;

f – коэффициент трения;

$$R_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{4};$$

R_{cp} – средний радиус диска,

Детали машин и основы конструирования

Z – число пар трущихся поверхностей;

$$Q = \frac{\beta \cdot T_p}{f \cdot R_{cp} \cdot Z}.$$

Q – усилие пружины,

Расчетный разрушающий момент

$$T_{разр} \geq T_{нр}; \quad T_{нр} = 1,25 \cdot T_{max}, \quad (11.6)$$

где $T_{нр}$ – предельный момент;

T_{max} – наибольший момент, передаваемый при нормальной работе.

Таким образом:

$$T_{разр} \geq 1,25 \cdot T_{max}; \quad T_{max} = K \cdot T. \quad (11.7)$$

Диаметр штифта определяется из расчета на срез:

$$\tau_c = \frac{Q}{z \cdot A_{cp}} = \tau_{нч}, \quad (11.8)$$

где Q – поперечная сила,

$$Q = \frac{T_{разр}}{R};$$

A_c – площадь среза штифта,

$$A_c = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4};$$

$d_{ш}$ – расчетный диаметр штифта,

z – число штифтов;

$\tau_{нч}$ – предел прочности штифтов на срез;

R – радиус окружности расположения штифта.

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot T_{нр}}{\pi \cdot \tau_{нч} \cdot z \cdot R}};$$

Упругие элементы

Упругими элементами называют детали машин, работа которых основана на способности изменять свою форму под воздействием внешней нагрузки и восстанавливать ее в первоначальном виде после снятия этой нагрузки.

Упругие элементы в машинах и механизмах могут выполнять следующие функции:

1) создавать постоянно действующие усилия (моменты), необходимые для силового замыкания кинематических пар (кулачковые механизмы, муфты фрикционные, кулачковые и др., стопоры, защелки и т.п.);

Детали машин и основы конструирования

2) обеспечивать беззазорность в кинематических парах механизмов с целью повышения их кинематической точности (например, в составных зубчатых колесах приборов);

3) предохранять механизмы от воздействия чрезмерных нагрузок при ударах и вибрациях (рессоры, пружины, амортизаторы);

4) накапливать энергию в процессе деформации под действием внешней нагрузки и отдавать ее для работы механизмов в процессе восстановления исходной формы (часовая пружина в механических часах, боевая пружина стрелкового оружия);

5) выполнять преобразование силы в перемещение при использовании в качестве чувствительных элементов приборов (весоизмерительные приборы, приборы измерения давления, вакуумметры и т.п.)

Классификация упругих элементов (рис 11.2):

1) по виду создаваемой (воспринимаемой) нагрузки: силовые (пружины, амортизаторы, демпферы) – воспринимают сосредоточенную силу; моментные (моментные пружины, торсионы) – сосредоточенный крутящий момент (пару сил); воспринимающие распределенную нагрузку (мембраны давления, сильфоны, трубки Бурдона и т.п.);

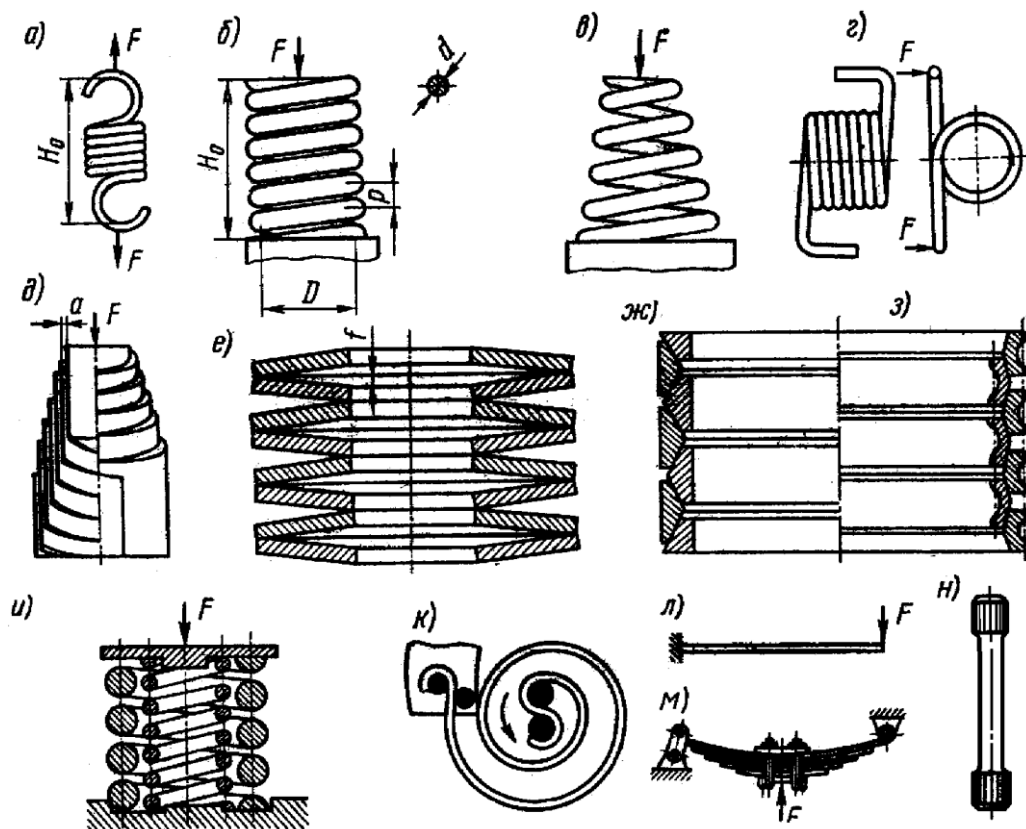


Рис. 11.2. Некоторые упругие элементы машин: винтовые пружины – а) растяжения, б) сжатия, в) коническая сжатия, г) кручения; д) телескопическая ленточная пружина сжатия; е) наборная тарельчатая пружина; ж, з) кольцевые пружины; u) составная пружина сжатия; к) спиральная пружина; л) пружина изгиба; м) рессора (наборная пружина изгиба); н) торсионный валик

Детали машин и основы конструирования

2) по виду материала, использованного для изготовления упругого элемента: металлические (стальные, стальные нержавеющие, бронзовые, латунные пружины, торсионы, мембраны, сильфоны, трубки Бурдона) и неметаллические, изготовленные из резин и пластмасс (демпферы и амортизаторы, мембраны);

3) по виду основных напряжений, возникающих в материале упругого элемента в процессе его деформации: растяжения-сжатия (стержни, проволоки), кручения (винтовые пружины, торсионы), изгиба (пружины изгиба, рессоры);

4) в зависимости от взаимосвязи нагрузки, действующей на упругий элемент, с его деформацией: линейные (график нагрузка-деформация представляет прямую линию) и нелинейные (график нагрузка-деформация непрямолинейен);

5) в зависимости от формы и конструкции: пружины, цилиндрические винтовые, одно- и многожильные, конические винтовые, бочкообразные винтовые, тарельчатые, цилиндрические прорезные, спиральные (ленточные и круглые), плоские, рессоры (многослойные пружины изгиба), торсионы (пружинные валы), фигурные и т.п.;

6) в зависимости от способа изготовления: витые, точеные, штампованные, наборные и т.п.

В машиностроении наибольшее распространение получили винтовые одножильные пружины, витые из проволоки – цилиндрические, конические и бочкообразные. Цилиндрические пружины имеют линейную характеристику (зависимость сила-деформация), две другие – нелинейную.

Цилиндрические пружины изготавливаются, как правило, методом навивки проволоки на оправку. При этом пружины из проволоки диаметром до 8 мм навиваются, как правило, холодным способом, а из проволоки (прутка) большего диаметра – горячим способом, то есть с предварительным подогревом заготовки до температуры пластичности металла. Пружины сжатия навиваются с необходимым шагом между витками. При навивке пружин растяжения проволоке обычно придается дополнительное осевое вращение, обеспечивающее плотное прилегание витков друг к другу. При таком способе навивки между витками возникают силы сжатия, достигающие до 30 % от максимально допустимого значения для данной пружины. Крайние (опорные) витки пружин сжатия (рис. 11.3) обычно поджимаются и сошлифовываются, чтобы получить плоскую, перпендикулярную продольной оси пружины, опорную поверхность, занимающую не менее 75 % круговой длины витка. После обрезки в нужный размер, подгибки и подшлифовки концевых витков пружины подвергаются стабилизирующему отжигу. Наибольшее количество пружин изготавливают из высокоуглеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,5...1,1 %. Модуль упругости пружинных сталей $E = (2,1...2,2) \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = (7,6...8,2) \cdot 10^4$ МПа.

Для изготовления пружин, работающих в агрессивной среде, вызывающей коррозию углеродистых сталей применяют нержавеющие стали, или сплавы на основе меди. Модуль упругости медных сплавов $E = (1,2...1,3) \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = (4,5...5,0) \cdot 10^4$ МПа.

Детали машин и основы конструирования

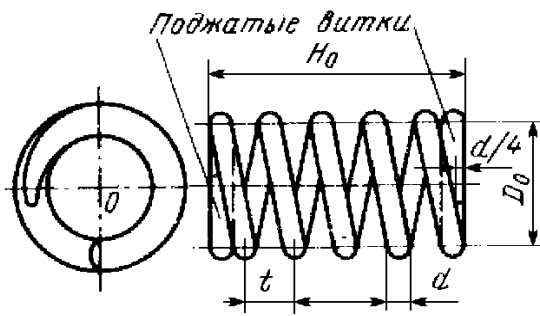


Рис. 11.3. Цилиндрическая пружина

Основными геометрическими параметрами цилиндрических винтовых пружин растяжения-сжатия (рис. 11.3) являются: D_0 – средний диаметр навивки пружины, d – диаметр проволоки (прутка), t – шаг навивки, H_0 – длина пружины в свободном состоянии (обычно геометрические параметры измеряются в мм); конструктивными параметрами являются: n – число рабочих витков, n_1 – полное число витков (с учетом концевых

подогнутых, опорных витков), $c = D_0 / d$ – индекс пружины, характеризующий кривизну ее витка. Все перечисленные конструктивные параметры – величины безразмерные.

К силовым и упругим параметрам можно отнести: жесткость пружины z , жесткость одного витка пружины z_1 (обычно единицей измерения жесткости является Н/мм), минимальную рабочую P_1 , максимальную рабочую P_2 и предельную P_3 силы пружины (измеряются в Н), величину деформации пружины F под действием приложенной силы, а также величину деформации одного витка f под действием нагрузки. Жесткость пружины z равна величине нагрузки, необходимой для деформации всей пружины на единицу длины, а жесткость одного витка пружины z_1 равна величине нагрузки, необходимой для деформации одного витка этой пружины на единицу длины. Присваивая символу F , обозначающему деформацию, необходимый подстрочный индекс, можно записать соответствие между деформацией и силой, её вызвавшей (см. первое из соотношений (11.9)).

Силовые и упругие характеристики пружины связаны между собой простыми соотношениями:

$$z = \frac{P_i}{F_i}; \quad z_1 = \frac{P_i}{f_i}; \quad z = \frac{z_1}{n}; \quad F_i = f_i \cdot n. \quad (11.9)$$

Цилиндрические винтовые пружины, выполненные из холоднокатаной пружинной проволоки, стандартизованы. В стандарте указываются: наружный диаметр пружины D_n , диаметр проволоки d , максимально допустимая сила деформации P_3 , предельная деформация одного витка f_3 , и жесткость одного витка z_1 . Проектный расчет пружин из такой проволоки выполняют методом подбора. Для определения всех параметров пружины в качестве исходных данных необходимо знать: максимальное и минимальное рабочие усилия P_2 и P_1 и одну из трех величин, характеризующих деформацию пружины – величину рабочего хода h , величину ее максимальной рабочей деформации F_2 , или жесткость z , а также размеры свободного пространства для установки пружины.

Обычно принимают $P_1 = (0,1 \dots 0,5) \cdot P_2$ и $P_3 = (1,1 \dots 1,6) \cdot P_2$. Далее по величине предельной нагрузки P_3 подбирают пружину с подходящими диаметрами –

Детали машин и основы конструирования

наружным пружиной D_H и проволоки d . Для выбранной пружины, используя соотношения (11.9) и параметры деформации одного витка, указанные в стандарте, можно определить необходимые жесткость пружины и число рабочих витков:

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h}; \quad n = \frac{z_1}{z}. \quad (11.10)$$

Полученное расчетом число витков округляют до 0,5 витка при $n \leq 20$ и до 1 витка при $n > 20$. Поскольку крайние витки пружины сжатия подгибают и сошлифовывают (они не участвуют в деформации пружины), полное число витков обычно увеличивают на 1,5...2 витка, то есть

$$n_1 = n + (1,5...2). \quad (11.11)$$

Далее, используя связь жесткости пружины с жесткостью одного витка (см. 11.9), уточняют жесткость пружины.

Зная жесткость пружины и нагрузки на ней, можно вычислять все ее геометрические параметры. Длина пружины сжатия в полностью деформированном состоянии (под действием силы P_3)

$$H_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d. \quad (11.12)$$

Длина пружины в свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + F_3 = H_3 + \frac{P_3}{z}. \quad (11.13)$$

Далее можно определить длину пружины при нагружении ее рабочими силами, предварительного сжатия P_1 и предельной рабочей P_2

$$\begin{aligned} H_1 &= H_0 - F_1 = H_0 - \frac{P_1}{z} \\ H_2 &= H_0 - F_2 = H_0 - \frac{P_2}{z} \end{aligned} \quad (11.14)$$

При выполнении рабочего чертежа пружины на нем параллельно продольной оси пружины обязательно строится диаграмма (график) ее деформации, на котором отмечают с допускаемыми отклонениями длины H_1, H_2, H_3 и силы P_1, P_2, P_3 . На чертеже справочными размерами наносятся: шаг навивки пружины $t = f_3 + d$ и угол подъема витков $\alpha = \arctg(t / \pi D_0)$.

Детали машин и основы конструирования

Винтовые цилиндрические пружины, выполненные из других материалов, не стандартизованы. Проектный расчет таких пружин производится из условия прочности по напряжениям скручивания, поскольку все остальные виды напряжений составляют малую долю от скручивающих. Как известно, при кручении стержня напряжения в опасном сечении

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau] ; \quad (11.15)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, а $W_{кр} = \pi \cdot d^3 / 16$ – полярный момент сопротивления сечения витка пружины, навитой из проволоки диаметром d .

Для учета неравномерности распределения напряжения по сечению витка, обусловленного кривизной его оси, в формулу (11.15) вводится коэффициент k , зависящий от индекса пружины $c = D_0 / d$. При обычных углах подъема витка, лежащих в пределах 6...12 ° коэффициент k с достаточной для расчетов точностью можно вычислить по выражению

$$k = \frac{4 \cdot c + 2}{4 \cdot c - 3} . \quad (11.16)$$

С учетом этого выражения, зависимость (11.15) преобразуется к следующему виду

$$\tau = \frac{8 \cdot k \cdot P_3 \cdot D_0}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot k \cdot c \cdot P_3}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau] . \quad (11.17)$$

Из последнего получаем

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot k \cdot P_3 \cdot D_0}{\pi \cdot [\tau]}} \quad \text{или} \quad d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot c \cdot P_3}{\pi \cdot [\tau]}} . \quad (11.18)$$

При известных геометрических параметрах цилиндрической винтовой пружины ее жесткость можно вычислить по формуле

$$z = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_0^3 \cdot n} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot n} ; \quad (11.19)$$

а величину деформации (осадки) пружины

Детали машин и основы конструирования

$$F = \frac{8 \cdot P \cdot D_0^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot P \cdot c^3 \cdot n}{G \cdot d} \quad (11.20)$$

При проектном расчете нестандартных пружин выражения (11.19) или (11.20) используют, как правило, для вычисления количества рабочих витков. Длина проволоки, необходимой для навивки пружины с заданными геометрическими параметрами, может быть определена по выражению

$$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_1}{\cos \alpha} \quad (11.21)$$

Для углов подъема витка $\alpha = 6...9^\circ$ последнее выражение может быть заменено более простым приближенным выражением, дающим результат с достаточной для практического применения точностью

$$L \approx 3,2 \cdot D_0 \cdot n_1 \quad (11.22)$$

Длина проволоки, необходимой для навивки пружины указывается в технических требованиях ее чертежа.

Отношение длины пружины в свободном состоянии H_0 к ее среднему диаметру D_0 называют индексом гибкости пружины (или просто гибкостью). Обозначим индекс гибкости λ , тогда по определению $\lambda = H_0 / D_0$. Обычно при $\lambda \leq 2,5$ пружина сохраняет устойчивость до полного сжатия витков, если же $\lambda > 2,5$ возможна потеря устойчивости (возможен изгиб продольной оси пружины и выпучивание ее вбок). Поэтому для длинных пружин применяют либо направляющие стержни, либо направляющие гильзы, удерживающие пружину от выпучивания в сторону.

Вопросы для самоконтроля:

1. Что в технике называют муфтой? Какие устройства подразумеваются под этим названием в курсе «детали машин»?
2. Какие функции выполняют муфты в механизмах и агрегатах?
3. Назовите основные классификационные признаки муфт.
4. Назовите основные разновидности глухих муфт. Перечислите их главные достоинства и недостатки.
5. В чём разница продольно-разъёмных и поперечно-разъёмных муфт?
6. Что и на какие виды напряжений рассчитывается во втулочной муфте?
7. Что и на какие виды напряжений рассчитывается в продольно-разъёмной муфте?
8. Что и на какие виды напряжений рассчитывается в поперечно-разъёмной муфте?
9. Какие муфты можно назвать подвижными?

Детали машин и основы конструирования

10. Что компенсируют компенсирующие муфты? Назовите возможные виды относительного смещения валов, соединяемых муфтой.
11. Назовите принципиальные различия между жёсткими и упругими муфтами.
12. Объясните конструктивную схему и особенности зубчатых муфт. Для какой цели они применяются?
13. назовите основной принцип проектного расчёта нестандартных зубчатых муфт.
14. Объясните конструктивную схему и особенности шарнирной муфты. Для какой цели она применяется?
15. В чём заключается главный недостаток шарнирной муфты? Каким способом его исключают при использовании таких муфт в машинах?
16. Какое устройство называют упругой муфтой? Для чего оно предназначено?
17. Объясните конструктивную схему втулочно-пальцевой муфты? Как она рассчитывается?
18. Объясните конструктивную схему муфты с торообразной упругой оболочкой? Как она рассчитывается?
19. Какие муфты называют сцепными? Какие требования к ним предъявляются?
20. Объясните конструктивную схему и особенности кулачковых и зубчатых сцепных муфт. Для какой цели она применяется?
21. Какие отрицательные эффекты могут наблюдаться при работе кулачковых и зубчатых сцепных муфт?
22. Объясните основные принципы расчёта кулачковых и зубчатых сцепных муфт.
23. Объясните конструктивную схему и особенности работы фрикционной муфты. Для какой цели она применяется?
24. Перечислите основные достоинства и недостатки фрикционных муфт.
25. Назовите основные виды фрикционных муфт.
26. Назовите основные фрикционные материалы, используемые во фрикционных муфтах, и требования к ним.
27. Объясните основные принципы проектного и проверочного расчёта фрикционных муфт.
28. Объясните основной принцип подбора стандартных муфт.
29. Какие детали машин можно назвать упругими элементами?
30. В чем различие между пружиной и торсионом?
31. Какие функции может выполнять упругий элемент в механизме (назначение упругих элементов)?
32. Как различаются упругие элементы по виду воспринимаемой (создаваемой) нагрузки?
33. Что понимается под термином: «линейная (нелинейная) упругая характеристика»?
34. Какие конструктивные разновидности упругих элементов Вы знаете?
35. Назовите основные типы материалов, применяемых для изготовления упругих элементов.

Детали машин и основы конструирования

36. Назовите основные способы изготовления пружин.
37. Чем различаются винтовые пружины сжатия и растяжения?
38. Назовите основные конструктивные параметры цилиндрических винтовых пружин сжатия.
39. Назовите основные силовые и деформационные характеристики цилиндрических винтовых пружин сжатия.

Тема 6. Упругие элементы машин

Лекция № 12. Упругие элементы машин

Вопросы, изложенные в лекции:

1. Упругие элементы. Назначение, классификация, область применения.
2. Винтовые пружины растяжения сжатия.
3. Торсионные валы.

Упругие элементы. Назначение, классификация, область применения.

Упругими элементами называют детали машин, работа которых основана на способности изменять свою форму под воздействием внешней нагрузки и восстанавливать ее в первоначальном виде после снятия этой нагрузки.

В технических устройствах используется большое число различных упругих элементов, но наиболее распространены следующие три типа элементов, выполненных как правило из металла:

Пружины (рис. 12.1, а...м) – упругие элементы, предназначенные для создания (восприятия) сосредоточенной силовой нагрузки.

Торсионы (рис. 12.1, н) – упругие элементы, выполненные обычно в форме вала и предназначенные для создания (восприятия) сосредоточенной моментной нагрузки.

Мембраны – упругие элементы, предназначенные для создания (восприятия) распределенной по их поверхности силовой нагрузки (давления).

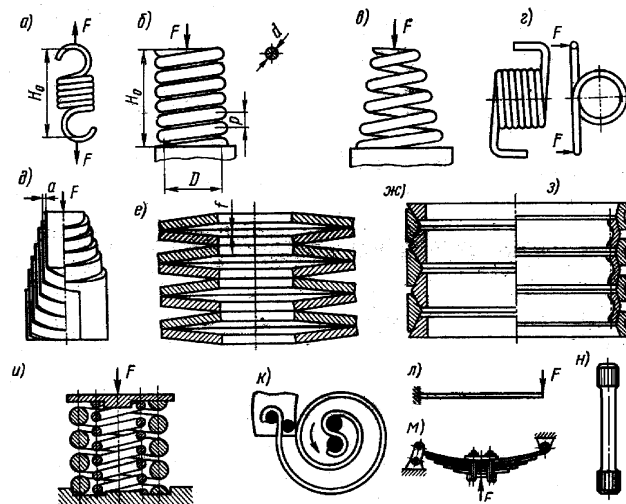


Рис. 12.1. Некоторые упругие элементы машин: винтовые пружины – а) растяжения, б) сжатия, в) коническая сжатия, г) кручения; д) телескопическая ленточная пружина сжатия; е) наборная тарельчатая пружина; ж, з) кольцевые пружины; и) составная пружина сжатия; к) спиральная пружина; л) пружина изгиба; м) рессора (наборная пружина изгиба); н) торсионный валик.

Детали машин и основы конструирования

Упругие элементы в машинах и механизмах могут выполнять следующие функции:

1) создавать постоянно действующие усилия (моменты), необходимые для силового замыкания кинематических пар (кулачковые механизмы, муфты фрикционные, кулачковые и др., стопоры, защелки и т.п.);

2) обеспечивать беззазорность в кинематических парах механизмов с целью повышения их кинематической точности (например, в составных зубчатых колесах приборов);

3) предохранять механизмы от воздействия чрезмерных нагрузок при ударах и вибрациях (рессоры, пружины, амортизаторы);

4) накапливать энергию в процессе деформации под действием внешней нагрузки и отдавать ее для работы механизмов в процессе восстановления исходной формы (часовая пружина в механических часах, боевая пружина стрелкового оружия);

5) Выполнять преобразование силы в перемещение при использовании в качестве чувствительных элементов приборов (весоизмерительные приборы, приборы измерения давления, вакуумметры и т.п.)

Классификация упругих элементов:

1) По виду создаваемой (воспринимаемой) нагрузки: *силовые* (пружины, амортизаторы, демпферы) – воспринимают сосредоточенную силу; *моментные* (моментные пружины, торсионы) – сосредоточенный крутящий момент (пару сил); *воспринимающие распределенную нагрузку* (мембраны давления, сильфоны, трубки Бурдона и т.п.).

2) По виду материала, использованного для изготовления упругого элемента: *металлические* (стальные, стальные нержавеющие, бронзовые, латунные пружины, торсионы, мембраны, сильфоны, трубки Бурдона) и *нематаллические*, изготовленные из резин и пластмасс (демпферы и амортизаторы, мембраны).

3) По виду основных напряжений, возникающих в материале упругого элемента в процессе его деформации: *растяжения-сжатия* (стержни, проволоки), *кручения* (винтовые пружины, торсионы), *изгиба* (пружины изгиба, рессоры).

4) В зависимости от взаимосвязи нагрузки, действующей на упругий элемент, с его деформацией: *линейные* (график нагрузка-деформация представляет прямую линию) и *нелинейные* (график нагрузка-деформация непрямолинейен).

5) В зависимости от формы и конструкции: *пружины, цилиндрические винтовые*, одно- и многожильные, *конические винтовые, бочкообразные винтовые, тарельчатые, цилиндрические прорезные, спиральные* (ленточные и круглые), *плоские, рессоры* (многослойные пружины изгиба), *торсионы* (пружинные валы), *фигурные* и т.п.

6) В зависимости от способа изготовления: *витые, точеные, штампованные, наборные* и т.п.

Упругие элементы находят самое широкое применение в различных областях техники. Их можно обнаружить и в авторучках, которыми вы пишете конспекты, и в стрелковом оружии (например, боевая пружина), и в МГКМ (клапанные пружины двигателей внутреннего сгорания, пружины в муфтах

Детали машин и основы конструирования

сцепления и главных фрикционах, пружины тумблеров и переключателей, резиновые кулаки в ограничителях поворота балансиров гусеничных машин и т.д. и т.п.).

В военной технике наряду с цилиндрическими винтовыми одножильными пружинами растяжения-сжатия широкое распространение получили моментные пружины и торсионные валы.

В данной лекции рассматриваются только два вида из большого числа упругих элементов: *цилиндрические винтовые пружины растяжения-сжатия* и *торсионы*.

Винтовые пружины растяжения-сжатия.

В машиностроении наибольшее распространение получили винтовые одножильные пружины, витые из проволоки – цилиндрические, конические и бочкообразные. Цилиндрические пружины имеют линейную характеристику (зависимость сила-деформация), две другие – нелинейную.

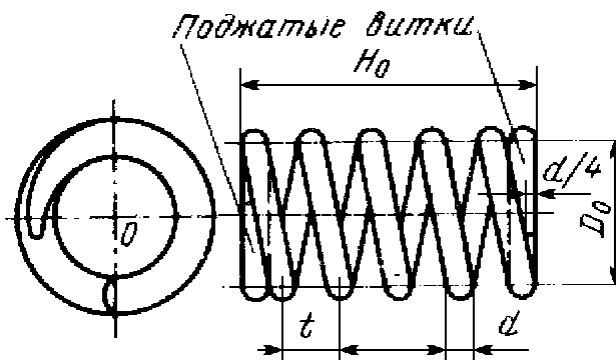


Рис. 12.2. Цилиндрическая пружина сжатия

Цилиндрические пружины изготавливаются, как правило, методом навивки проволоки на оправку. При этом пружины из проволоки диаметром до 8 мм навиваются, как правило, холодным способом, а из проволоки (прутка) большего диаметра – горячим способом, то есть с предварительным подогревом заготовки до температуры пластичности металла. Пружину сжатия навиваются с необходимым шагом между витками. При навивке пружин растяжения проволоке обычно придается дополнительное осевое вращение, обеспечивающее плотное прилегание витков друг к другу. При таком способе навивки между витками возникают силы сжатия, достигающие до 30 % от максимально допустимого значения для данной пружины. Крайние (опорные) витки пружин сжатия (рис. 12.2.) обычно поджимаются и сошлифовываются, чтобы получить плоскую, перпендикулярную продольной оси пружины, опорную поверхность, занимающую не менее 75 % круговой длины витка. После обрезки в нужный размер, подгибки и подшлифовки концевых витков пружины подвергаются стабилизирующему отжигу.

Наибольшее количество пружин изготавливают из высокоуглеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,5...1,1%. Модуль упругости пружинных сталей $E = (2,1...2,2) \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = (7,6...8,2) \cdot 10^4$ МПа.

Детали машин и основы конструирования

Для изготовления пружин, работающих в агрессивной среде, вызывающей коррозию углеродистых сталей применяют нержавеющие стали, или сплавы на основе меди. Модуль упругости сплавов на медной основе $E = (1,2 \dots 1,3) \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = (4,5 \dots 5,0) \cdot 10^4$ МПа.

Механические свойства некоторых материалов, применяемых для изготовления пружин представлены в табл. 12.1.

Основными геометрическими параметрами цилиндрических винтовых пружин растяжения-сжатия (рис. 12.2) являются: D_0 – средний диаметр навивки пружины, d – диаметр проволоки (прутка), t – шаг навивки, H_0 – длина пружины в свободном состоянии (обычно геометрические параметры измеряются в мм); конструктивными параметрами являются: n – число рабочих витков, n_1 – полное число витков (с учетом концевых подогнутых, опорных витков), $c = D_0 / d$ – индекс пружины, характеризующий кривизну ее витка. Все перечисленные конструктивные параметры – величины безразмерные. К силовым и упругим параметрам можно отнести: *жесткость пружины z* , *жесткость одного витка пружины z_1* (обычно единицей измерения жесткости является Н/мм), *минимальную рабочую P_1* , *максимальную рабочую P_2* и *предельную P_3* силы пружины (измеряются в Н), *величину деформации пружины F* под действием приложенной силы, а также *величину деформации одного витка f* под действием нагрузки. Жесткость пружины z равна величине нагрузки, необходимой для деформации всей пружины на единицу длины, а жесткость одного витка пружины z_1 равна величине нагрузки, необходимой для деформации одного витка этой пружины на единицу длины. Присваивая символу F , обозначающему деформацию, необходимый подстрочный индекс, можно записать соответствие между деформацией и силой, её вызвавшей (см. первое из соотношений (12.1)).

Силовые и упругие характеристики пружины связаны между собой простыми соотношениями:

$$z = \frac{P_i}{F_i}; \quad z_1 = \frac{P_i}{f_i}; \quad z = \frac{z_1}{n}; \quad F_i = f_i \cdot n. \quad (12.1)$$

Цилиндрические винтовые пружины, выполненные из холоднокатаной пружинной проволоки (см. табл. 12.1.), стандартизованы. В стандарте указываются: наружный диаметр пружины D_H , диаметр проволоки d , максимально допустимая сила деформации P_3 , предельная деформация одного витка f_3 , и жесткость одного витка z_1 . Проектный расчет пружин из такой проволоки выполняют методом подбора. Для определения всех параметров пружины в качестве исходных данных необходимо знать: максимальное и минимальное рабочие усилия P_2 и P_1 и одну из трех величин, характеризующих деформацию пружины – величину рабочего хода h , величину ее максимальной рабочей деформации F_2 , или жесткость z , а также размеры свободного пространства для установки пружины.

Детали машин и основы конструирования

Таблица 12.1 Механические свойства материалов для пружин

Материал	Марка	Предел прочности на растяжение σ_b , МПа	Предел прочности на кручение τ , МПа	Относительное удлинение δ , %
Материалы на основе железа				
Углеродистые стали	65	1000	800	9
	70	1050	850	8
	75	1100	900	7
	85	1150	1000	6
Рояльная проволока	--	2000...3000	1200...1800	2...3
Холоднокатаная пружинная проволока (нормальной – Н, повышенной – П и высокой – В прочности)	Н	1000...1800	600...1000	
	П	1200...2200	700...1300	
	В	1400...2800	800...1600	
Марганцовистые стали	65Г	700	400	8
	55ГС	650	350	10
Хромованадиевая сталь	50ХФА	1300	1100	10
Коррозионно-стойкая сталь	40Х13	1100	800	12
Кремнистые стали	55С2	1300	1200	6
	60С2А	1300	1200	5
	70С3А	1800	1600	5
Хромо-марганцовистые стали	50ХГ	1300	1100	5
	50ХГА		1200	6
Никель-кремниевая сталь	60С2Н2А	1800	1600	5
Хромокремневанадиевая сталь	60С2ХФА	1900	1700	5
Вольфрамокремниевая сталь	65С2ВА			
Медные сплавы				
Оловянисто-цинковая бронза	БрО4Ц3	800...900	500...550	1...2
Кремнемарганцовистая бронза	БрК3Мц1			
Бериллиевые бронзы	БрБ2	800...1000	500...600	3...5
	БрБ2,5			

Обычно принимают $P_1 = (0,1...0,5) \cdot P_2$ и $P_3 = (1,1...1,6) \cdot P_2$. Далее по величине предельной нагрузки P_3 подбирают пружину с подходящими диаметрами – наружным пружины D_H и проволоки d . Для выбранной пружины, используя соотношения (12.1) и параметры деформации одного витка, указанные в стандарте, можно определить необходимые жесткость пружины и число рабочих витков:

$$z = \frac{P_2 - P_1}{h}; \quad n = \frac{z_1}{z} \quad (12.2)$$

Полученное расчетом число витков округляют до 0,5 витка при $n \leq 20$ и до 1 витка при $n > 20$. Поскольку крайние витки пружины сжатия подгибают и сошлифовывают (они не участвуют в деформации пружины), полное число витков обычно увеличивают на 1,5...2 витка, то есть

Детали машин и основы конструирования

$$n_1 = n + (1,5...2). \quad (12.3)$$

Далее, используя связь жесткости пружины с жесткостью одного витка (см. 12.1), уточняют жесткость пружины.

Зная жесткость пружины и нагрузки на ней, можно вычислять все ее геометрические параметры. Длина пружины сжатия в полностью деформированном состоянии (под действием силы P_3)

$$H_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d \quad (12.4)$$

Длина пружины в свободном состоянии

$$H_0 = H_3 + F_3 = H_3 + \frac{P_3}{z} \quad (12.5)$$

Далее можно определить длину пружины при нагружении ее рабочими силами, предварительного сжатия P_1 и предельной рабочей P_2

$$\begin{aligned} H_1 &= H_0 - F_1 = H_0 - \frac{P_1}{z} \\ H_2 &= H_0 - F_2 = H_0 - \frac{P_2}{z} \end{aligned} \quad (12.6)$$

При выполнении рабочего чертежа пружины на нем параллельно продольной оси пружины обязательно строится диаграмма (график) ее деформации, на котором отмечаются с допускаемыми отклонениями длины H_1, H_2, H_3 и силы P_1, P_2, P_3 . На чертеже справочными размерами наносятся: шаг навивки пружины $t = f_3 + d$ и угол подъема витков $\alpha = \arctg(t / \pi D_0)$.

Винтовые цилиндрические пружины, выполненные из других материалов, не стандартизованы. Проектный расчет таких пружин производится из условия прочности по напряжениям скручивания, поскольку все остальные виды напряжений составляют малую долю от скручивающих. Как известно, при кручении стержня напряжения в опасном сечении

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau] \quad (12.7)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, а $W_{кр} = \pi \cdot d^3 / 16$ – полярный момент сопротивления сечения витка пружины, навитой из проволоки диаметром d . Для учета неравномерности распределения напряжения по сечению витка, обусловленного кривизной его оси, в формулу (12.7) вводится коэффициент

Детали машин и основы конструирования

k , зависящий от индекса пружины $c = D_0 / d$. При обычных углах подъема витка, лежащих в пределах $6...12^\circ$ коэффициент k с достаточной для расчетов точностью можно вычислить по выражению

$$k = \frac{4 \cdot c + 2}{4 \cdot c - 3} \quad (12.8)$$

Учитывая изложенное, зависимость (12.7) преобразуется к следующему виду

$$\tau = \frac{8 \cdot k \cdot P_3 \cdot D_0}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot k \cdot c \cdot P_3}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau] \quad (12.9)$$

Из последнего получаем

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot k \cdot P_3 \cdot D_0}{\pi \cdot [\tau]}} \quad \text{или} \quad d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot c \cdot P_3}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (12.10)$$

При известных геометрических параметрах цилиндрической винтовой пружины ее жесткость можно вычислить по формуле

$$z = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_0^3 \cdot n} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot n} \quad (12.11)$$

а величину деформации (осадки) пружины

$$F = \frac{8 \cdot P \cdot D_0^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot P \cdot c^3 \cdot n}{G \cdot d} \quad (12.12)$$

При проектном расчете нестандартных пружин выражения (12.11) или (12.12) используют, как правило, для вычисления количества рабочих витков. Длина проволоки, необходимой для навивки пружины с заданными геометрическими параметрами, может быть определена по выражению

$$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_1}{\cos \alpha} \quad (12.13)$$

Для углов подъема витка $\alpha = 6...9^\circ$ последнее выражение может быть заменено более простым приближенным выражением, дающим результат с достаточной для практического применения точностью

Детали машин и основы конструирования

$$L \approx 3,2 \cdot D_0 \cdot n_1 \quad (12.14)$$

Длина проволоки, необходимой для навивки пружины указывается в технических требованиях ее чертежа.

Таблица 12.2 Рекомендации по выбору допускаемых напряжений при расчете пружин и торсионов

Характер нагрузки	Допускаемые напряжения кручения $[\tau]$
Статическая	$0,6\sigma_B$
Отнулевая	$(0,45...0,5)\sigma_B$
Знакопеременная или ударная	$(0,25...0,3)\sigma_B$

Отношение длины пружины в свободном состоянии H_0 к ее среднему диаметру D_0 называют индексом гибкости пружины (или просто гибкостью). Обозначим индекс гибкости λ , тогда по определению $\lambda = H_0 / D_0$. Обычно при $\lambda \leq 2,5$ пружина сохраняет устойчивость до полного сжатия витков, если же $\lambda > 2,5$ возможна потеря устойчивости (возможен изгиб продольной оси пружины и выпучивание ее вбок). Поэтому для длинных пружин применяют либо направляющие стержни, либо направляющие гильзы, удерживающие пружину от выпучивания в сторону.

Торсионные валы.

Торсионные валы устанавливаются таким образом, чтобы исключить на них воздействие изгибающей нагрузки. Наиболее распространенным является соединение концов торсионного вала с взаимно подвижными в угловом направлении деталями при помощи шлицевого соединения. Поэтому материал торсионного вала работает в чистом виде на кручение, следовательно для него справедливо условие прочности (12.7). Это означает что наружный диаметр D рабочей части полого торсиона можно подобрать по соотношению

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot [\tau] \cdot (1 - \beta^4)}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_K}{[\tau] \cdot (1 - \beta^4)}}; \quad (12.15)$$

где $b = d / D$ – относительная величина диаметра отверстия, выполненного по оси торсиона.

При известных диаметрах рабочей части торсиона его удельный угол закручивания (угол поворота вокруг продольной оси одного конца вала относительно другого его конца, отнесенный к длине рабочей части торсиона) определится равенством

Детали машин и основы конструирования

$$\frac{\varphi}{l} = \frac{32 \cdot M_K}{\pi \cdot G \cdot D^4 \cdot (1 - \beta^4)}, \quad (12.16)$$

а предельно допустимый угол закручивания для торсиона в целом будет

$$\varphi_{max} = \frac{2 \cdot l \cdot [\tau]}{D \cdot G}. \quad (12.17)$$

Таким образом, при проектном расчете (определении конструктивных размеров) торсиона его диаметр вычисляют исходя из предельного момента (формула 12.15), а длину – из предельного угла закручивания по выражению (12.17).

Допускаемые напряжения для винтовых пружин сжатия-растяжения и торсионов можно назначать одинаковыми в соответствии с рекомендациями табл. 12.2.

В лекции представлены краткие сведения, касающиеся конструкции и расчета двух, наиболее часто встречающихся, упругих элементов механизмов машин – цилиндрических винтовых пружин и торсионов. Однако номенклатура применяемых в технике упругих элементов достаточно велика. Каждый из них характеризуется своими особенностями. Поэтому для получения более подробных сведений по проектированию и расчету упругих элементов следует обращаться к технической литературе.

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие детали машин можно назвать упругими элементами?
2. В чем различие между пружиной и торсионом?
3. Какие функции может выполнять упругий элемент в механизме (назначение упругих элементов)?
4. Как различаются упругие элементы по виду воспринимаемой (создаваемой) нагрузки?
5. Что понимается под термином: «линейная (нелинейная) упругая характеристика»?
6. Какие конструктивные разновидности упругих элементов Вы знаете?
7. Назовите основные типы материалов, применяемых для изготовления упругих элементов.
8. Назовите основные способы изготовления пружин.
9. Чем различаются винтовые пружины сжатия и растяжения?
10. Назовите основные конструктивные параметры цилиндрических винтовых пружин сжатия.
11. Назовите основные силовые и деформационные характеристики цилиндрических винтовых пружин сжатия.
12. Назовите основные конструктивные параметры торсионов.

Детали машин и основы конструирования

13. Назовите основные силовые и деформационные характеристики торсионов.
14. Какие виды напряжений наиболее опасны для винтовых цилиндрических пружин и торсионов?
15. Как назначаются допускаемые напряжения при расчете винтовых пружин и торсионов?
16. Какие характеристики пружины указываются на ее рабочем чертеже?

Список литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. 8-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2004.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Машиностроение, 2002.
3. Иванов М.Н., Финогенов в.А. Детали машин: Учебник для вузов. 7-е изд. – М.: Высшая школа, 2002.
4. Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К. Детали машин. 6-е изд. – М.: Высшая школа, 2005.
5. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». – М.: Машиностроение, 2004.
6. Детали машин: Атлас конструкций /Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – В 3 т. – М.: Машиностроение, 2001.