МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Ю.Д. Музикін, В.В. Клітной, О.І. Наумов

ОСНОВИ ІНЖЕНЕРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Конспект лекцій з прикладної механіки

для студентів немашинобудівних спеціальностей

ЧАСТИНА III

Харків 2019

Лекция 12. Основы инженерного проектирования. Механические передачи.

12.1. Основные понятия и определения.
12.2. Основные технические требования, предъявляемые к конструкции деталей машин и особенности их расчета.
12.3. Машиностроительные материалы.
12.4. Общие сведения о механических передачах.
12.5. Основные соотношения для силовых и кинематических параметров передач.

12.1. Основные понятия и определения.

В этом разделе рассматриваются основные положения из курса «Детали машин».

Детали машин – это дисциплина, изучающая основы расчета и конструирования деталей и узлов машин общего назначения.

Машина – это устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов или информации с целью облегчения или замены физического и умственного труда.

В зависимости от характера рабочего процесса и выполняемых функций машины условно делятся: на энергетические (двигатели, генераторы, турбины), информационные (компьютеры), транспортные (автомобили, конвейеры), технологические (станки).

В структурном отношении машина представляет собой единый комплекс механизмов, сборочных единиц (узлов) и деталей, обеспечивающих выполнения присущих функций.

Деталь – часть машины, изготовленная из одноименного по марке и наименованию материала без применения сборочных единиц. Детали, которые используются только для определенных машин, относятся к деталям специального назначения (лопатки турбин, канаты и т.д.). Детали, которые встречаются практически во всех машинах, называют деталями общего назначения (гайки, шпонки, зубчатые колеса). В курсе детали машин рассматриваются расчеты и проектирование только деталей общего назначения.

Детали образуют сборочные единицы или узлы.

Узел – совокупность деталей, соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, клепкой, сваркой) и предназначенных для совместной работы. Простейший узел является составной частью более сложного, который в свою очередь оказывается узлом изделия, комплекса и так далее. Например, подшипник, узел опоры, редуктор. Некоторые узлы одновременно есть механизмами.

12.2. Основные технические требования, предъявляемые к конструкции деталей машин и особенности их расчета.

Совершенство конструкции детали оценивают по ее надежности, работоспособности и технологичности. При этом под надежностью понимают вероятность безотказного выполнения деталью своих функций в течение заданного срока службы без внеплановых ремонтов. Технологичными называют детали, которые требуют минимальных затрат труда, средств и времени на изготовление. Работоспособность – такое состояние детали, при котором она способна выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями технической документации. Основными критериями работоспособности являются – прочность, жесткость, износо-, тепло- и виброустойчивость. Расчеты работоспособности деталей по указанным критериям есть предметом изучения дисциплины «Детали машин».

Прочность – способность деталей не разрушаться и не получать остаточные деформации под действием внешних сил в течение заданного срока службы.

Различают статическую (нарушение статической прочности обычно связано с перегрузками) и усталостную (потеря усталостной прочности вызывается длительными действиями переменных напряжений) прочность деталей. Расчет на прочность выполняется методами сопротивления материалов, при которых исключается возможность возникновения

опасных деформаций, поломок или поверхностных разрушений. Повышают прочность за счет рациональной формы детали, устранения концентратов напряжений, применения поверхностного упрочнения.

Жесткость – способность деталей сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

Жесткость деталей обеспечивает требуемую точность машины. Деформации деталей изменяют не только размеры и форму деталей, но и характер их сопряжения. Последнее оказывает влияние на прочность и износостойкость. Роль жесткости как критерия работоспособности непрерывно возрастает в связи с повышением быстроходности машин, снижения массы и габаритов деталей.

Износостойкость – способность деталей сопротивляться изнашиванию, то есть процессу разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела при трении, приводящему к постепенному изменению размеров, формы и состояния поверхности деталей.

Износ детали в течение заданного срока службы не должен вызывать нарушения характера сопряжения ее с другими деталями и приводить к недопустимому уменьшению ее прочности. Большинство всех машин (85-90%) выходит из строя в результате изнашивания.

Теплостойкость – способность деталей работать в пределах заданных температур в течение установленного срока службы.

Вопросы теплостойкости зачастую имеют решающее значение для деталей машин, работа которых связана с большими тепловыделениями. С увеличением температуры ухудшаются механические свойства материалов, снижаются вязкость смазочных материалов, увеличивается изнашивание, изменяются зазоры, возрастают динамические нагрузки.

Виброустойчивость – способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов в пределах допускаемых колебаний.

Вибрации снижают качество работы машин, вызывают дополнительные переменные напряжения в деталях, увеличивают шум. Основной задачей расчета на виброустойчивость является выбор такой жесткости конструкции, при которой не будет опасности возникновения резонанса.

При конструировании деталей машин выполняют два вида расчетов: проектировочный – предварительный расчет по основным критериям работоспособности, проводящийся с использованием упрощенной методики для определения основных размеров детали. По результатам проектировочного расчета разрабатывают эскизный вариант конструкции детали; проверочный – проводится для уточнения эскизного варианта по необходимым (одному или двум) критериям работоспособности с использованием уточненной методики расчета.

12.3. Машиностроительные материалы.

При расчете деталей машин одним из ответственных этапов является выбор материалов. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество деталей и машины в целом.

При выборе материалов для изготовления конкретных деталей необходимо учитывать следующие факторы: соответствие свойств материала главному критерию работоспособности детали (прочность, жесткость, износостойкость и др.); требования, связанные с назначением детали и условиями ее эксплуатации (противокоррозионная стойкость, фрикционные свойства, электроизоляционные свойства и т.д.); стоимость и дефицитность материала.

В машиностроении используют черные (сталь, чугун) и цветные (медь, алюминий) металлы, их сплавы (бронза, дюралюминий), неметаллические (пластмасса, дерево, резина) и комбинированные (металлокерамические, композитные) материалы.

При выборе материала необходимо принять решение по выбору для данной конкретной детали (или ее части) метода обработки, повышающего прочность, работоспособность и долговечность проектируемой детали. Для улучшения механических и других свойств материалов существуют следующие способы: термическая обработка (отжиг, закалка); химико-термическая обработка (цементация, азотирование); механическое упрочнение (наклеп).

12.4. Общие сведения о механических передачах.

Структурно произвольную технологическую либо транспортную машину можно разбить на три основные части: двигатель, передаточный механизм (механическая передача), исполнительный (рабочий) орган. Двигатель и механическая передача образуют привод – устройство для приведения в действие рабочего органа машины.

Наиболее распространены механические передачи вращательного движения, так как вращательное движение легко сделать непрерывным, легче достигнуть равномерности хода, уменьшить потери на трение. В курсе «Детали машин» изучают лишь механические передачи вращательного движения, которые принято называть просто передачами.

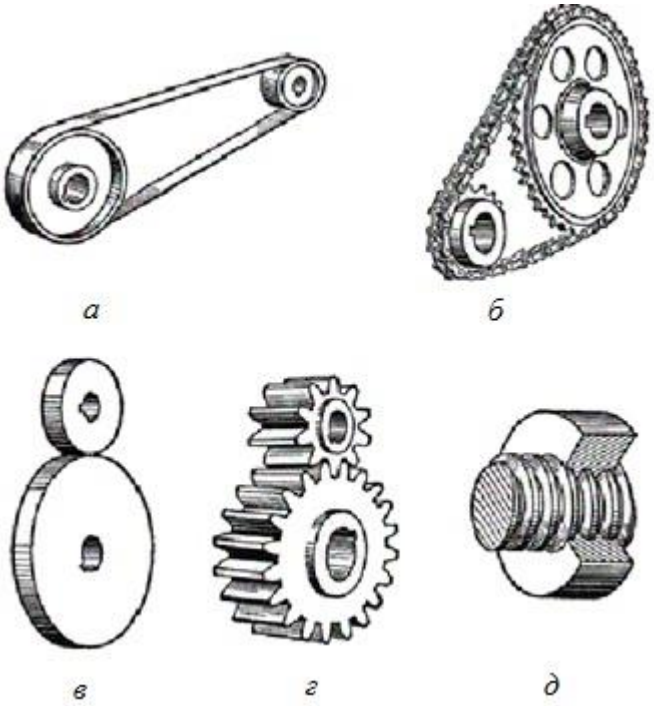


Рисунок 12.1.

Передача – механизм, служащий для передачи движения от двигателя к исполнительному органу, как правило, с преобразованием скорости и изменением крутящего момента.

Необходимость использования передач обуславливается:

- регулированием кинематических параметров и параметров нагружения;
- преобразованием видов движения (вращательного в поступательное и наоборот, равномерного в прерывистое);
- обеспечением заданной компоновки машин.

Передачи вращательного движения подразделяют на передачи с непосредственным контактом тел вращения и передачи с гибкой связью, в которых тела вращения связаны между собой гибким звеном. К первым передачам относятся фрикционные (рис. 11.1, *в*) и зубчатые (рис. 11.1, *г*), а ко вторым – ременные (рис. 11.1, *а*) и цепные (рис. 11.1, *б*) передачи. В зависимости от способа передачи движения от ведущего тела вращения к ведомому различают передачи трением (фрикционные, ременные) и передачи зацеплением (цепные, зубчатые). К передачам вращательного движения относят также передачи винт-гайка (рис. 11.1, *д*), назначение которых – преобразовывать вращательное движение в поступательное.

В передаче звенья, передающие крутящий момент, называются ведущими, а воспринимающие – ведомыми.

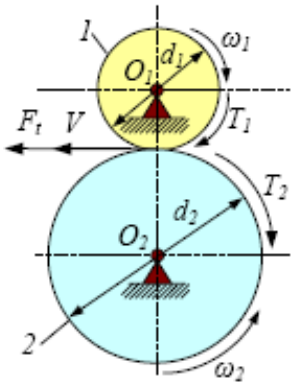


Рисунок 12.2.

Параметры передачи, относящиеся к ведущим звеньям, обозначаются с индексом *1*, а к ведомым – с индексом *2*. На рисунке 11.2: d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого звеньев; ω_1, T_1; ω_2, T_2 – угловые скорости и крутящие моменты на ведущем и ведомом валах. Крутящий момент на ведущем валу T_1 является моментом движущихся сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент на ведомом валу T_2 является моментом сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

12.5. Основные соотношения для силовых и кинематических параметров передач.

Основные характеристики, которые необходимы для проектного расчета любой передачи – это мощность на выходном валу N_2; частота вращения выходного вала n_2 и передаточное отношение $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$, которое представляет собой отношение угловых скоростей ведущего и ведомого звеньев передачи.

Дополнительными характеристиками есть:

- коэффициент полезного действия (КПД) передачи $\eta = \frac{N_2}{N_1}$;
- окружная скорость ведущего и ведомого звена $v = \omega \cdot \frac{d}{2}$ (м/с);
- окружная сила $F_t = \frac{N}{v}$ (Н);
- крутящий момент $T = F_t \cdot \frac{d}{2} = \frac{N}{\omega}$ (Нм).

Для определения мощности (кВт) и частоты оборотов (1/мин) удобно воспользоваться следующими выражениями:

$$N = \frac{F_t \cdot v}{1000} = \frac{T \cdot n}{9550}, \qquad (12.1)$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot d}, \qquad (12.2)$$

где F_t – в Н; v – в м/с; T – в Нм; ω – в 1/с; d – в мм.

При использовании механического привода, состоящего из нескольких последовательно соединенных передач его общий КПД η равен произведению КПД всех его передач:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_1 \cdot \ldots \cdot \eta_n, \qquad (11.3)$$

если в составе привода находятся другие устройства, где возможна потеря мощности (муфты, подшипники…), то это учитывается при расчете общего КПД.

Общее передаточное отношение привода i, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач, равно произведению передаточных отношений всех его передач:

$$i = i_1 \cdot i_1 \cdot \ldots \cdot i_n . \qquad (12.4)$$

Контрольные вопросы:

1. Машина. Структурное представление машины.
2. Основные критерии работоспособности.
3. Виды проектировочных расчетов.
4. Машиностроительные материалы.
5. Способы обработки материалов.
6. Передачи, их классификация.
7. Основные и дополнительные характеристики передач.

Лекция 13. Передачи с гибкой связью.

13.1. Основные сведения, особенности конструкций и кинематики ременных передач.
13.2. Силы и напряжения в ремне.
13.3. Критерии работоспособности и расчет ременных передач.
13.4. Конструктивные особенности, геометрия и кинетостатика цепных передач.
13.5. Расчет цепных передач.

13.1. Основные сведения, особенности конструкций и кинематики ременных передач.

Ременные передачи – это передачи трением с гибкой связью. Ременная передача состоит обычно из двух шкивов и приводного ремня замкнутой формы (рис. 12.1). Нагрузка передается с помощью сил трения между шкивами и ремнем. Для обеспечения необходимой силы трения, ремень должен быть натянут, что достигается за счет упругого натяжения ремня при его одевании на шкивы или за счет использования специальных натяжных устройств.

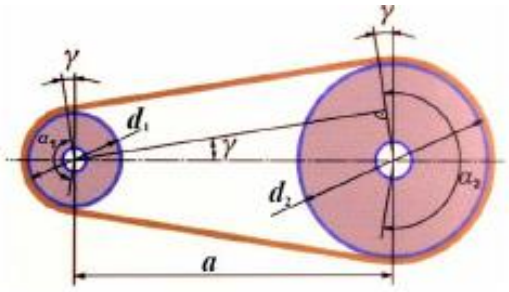


Рисунок 13.1.

Натяжение ремня – основное условие работы ременных передач.

Типы ременных передач определяются формой поперечного сечения ремня, среди которых наиболее распространены: плоскоременные (рис. 13.2, а), клиноременные (рис. 13.2, б), поликлиновые (рис. 13.2, в), круглоременные (рис. 13.2, г), а также передачи с зубчатым ремнем.

а б в г

Рисунок 13.2.

В приводах машин общего машиностроения используются, как правило, плоскоременные и клиноременные передачи.

Ремень – важнейший элемент передачи, определяющий ее работоспособность. Наиболее распространены прорезиненные ремни с несущими элементами из ткани (кордтканевые) или шнуров (кордшнуровые). Конструкция таких ремней показана на рисунке 13.3. Кордшнуровые ремни обеспечивают более высокий КПД передачи, более гибки и долговечны.

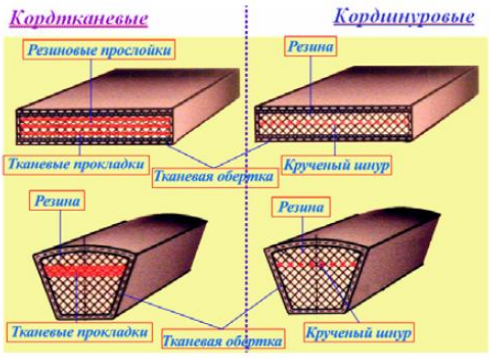


Рисунок 13.3.

Основными *геометрическими параметрами* ременных передач являются (рис. 13.1):

- диаметры шкивов d_1 и d_2;
- межосевое расстояние a, которое определяет конструкция привода;
- расчетная длина ремня L_p – находится как сумма длин дуг обхвата шкивов и прямолинейных участков ремня, далее по найденному значению из стандартного ряда выбирают ближайшую большую расчетную длину, после выбора корректируют межосевое расстояние;
- угол обхвата на малом шкиве α_1. Для плоскоременных передач рекомендуется $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клиноременных $\alpha_1 \geq 110^\circ$, при меньших значениях угла обхвата возможно снижение КПД из-за частичного буксования ремня под нагрузкой.

При движении ремня в ременной передаче различают два вида скольжения: упругое скольжение (неизбежно при нормальной работе передачи, возникает из-за разности сил, нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня) и буксование (полная потеря сцепления ремня со шкивом, возникающее при перегрузке).

Упругое скольжение ремня характеризует коэффициент скольжения ξ:

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}, \qquad (13.1)$$

где v_1, v_2 – скорости ведущей и ведомой ветвей.

Вследствие скольжения ремня по шкивам *передаточное число* ременных передач непостоянно:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_2 \cdot d_1} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1-\xi)}. \qquad (13.2)$$

На основании вышесказанного отметим достоинства ременных передач:

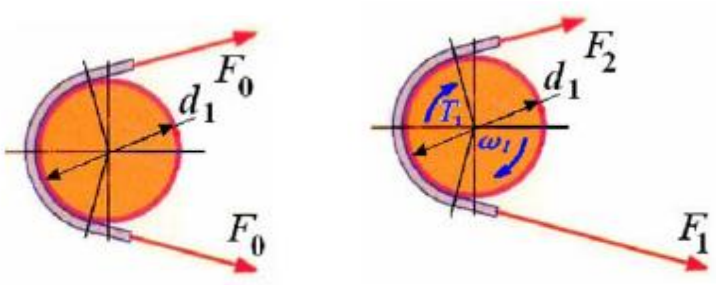
- простота конструкции;
- возможность передачи движения на большие расстояния (до 15 метров);
- возможность работы с высокими частотами вращения;
- плавность и бесшумность работы;
- смягчение вибраций и толчков;
- предохранение механизмов от перегрузок за счет проскальзывания ремня.

К недостаткам ременных передач относятся:

- большие радиальные размеры;
- малая долговечность ремня;
- непостоянство передаточного числа;
- большие нагрузки на валы и подшипники;
- чувствительность к состоянию окружной среды (нефтепродуктам, влаге и т.д.).

13.2. Силы и напряжения в ремне.

Для создания трения между ремнем и шкивом необходима сила предварительного натяжения ремня F_0 (рис. 13.4, а). Чем больше F_0, тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода на каждую ветвь ремня действует только сила предварительного натяжения F_0.



а б

Рисунок 13.4.

При передаче полезного вращающего момента T натяжение в ветвях ремня изменится. В ведущей ветви натяжение увеличивается до силы F_1, а в ведомой уменьшается до F_2 (рис. 13.4, б). Из условия равновесия ведущего шкива можем записать: $F_1 - F_2 = F_t$, где $F_t = \frac{2 \cdot T}{d_1}$ – окружная (полезная) сила. Если учесть силу предварительного натяжения, то силы в ветвях определяются следующим образом:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \qquad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \qquad (13.3)$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает центробежная сила F_v:

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2, \qquad (13.4)$$

где ρ – плотность материала ремня; A – площадь сечения ремня; v – скорость движения ремня. Влияние центробежных сил обычно не учитывается при скоростях $v \le 10$ м/с, такой режим работы ременных передач характерен для большинства приводов общего машиностроения.

Силы F_1 и F_2 создают нагрузку на валы и подшипники, но на практике нагрузку на вал рассчитывают по приближенной формуле (погрешность меньше 7%):

$$R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \qquad (13.5)$$

Описанным выше силам F_0, F_t, F_v соответствуют напряжения:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}, \qquad \sigma_t = \frac{F_t}{A}, \qquad \sigma_v = \frac{F_v}{A}, \qquad (13.6)$$

где A – площадь сечения ремня. Кроме перечисленных напряжений в ремне при огибании им шкива дополнительно возникают напряжения изгиба σ_u, которые определяют согласно закону Гука:

$$\sigma_u = E \cdot \frac{\delta}{d}, \qquad (13.7)$$

где $\frac{\delta}{d}$ – продольная деформация в ремне; δ – толщина (высота) ремня. Напряжения изгиба σ_u не влияют на тяговую способность передачи, но, изменяясь по отнулевому циклу, являются главной причиной усталостного разрушения ремня.

При работе ременных передач напряжения по длине ремня распределены неравномерно, это видно на эпюре распределения напряжений (13.5).

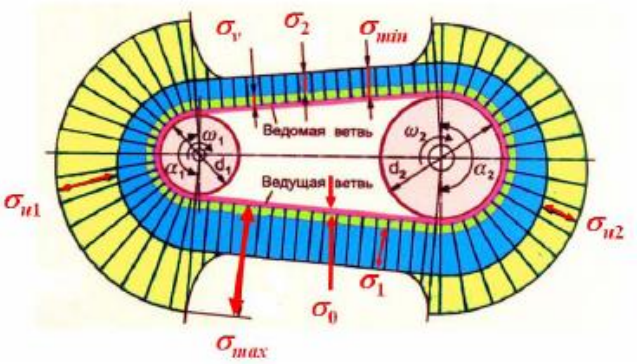


Рисунок 13.5.

Максимальное напряжение наблюдается в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив (рис. 13.5).

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + \sigma_1 + \sigma_{u1} = \sigma_v + \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2} + \sigma_{u1}. \qquad (13.8)$$

13.3. Критерии работоспособности и расчет ременных передач.

Основные критерии работоспособности ременных передач:

<u>тяговая способность</u> (способность передачи передавать заданную нагрузку без буксования);

долговечность ремня (свойство ремня сопротивляться усталостному разрушению).

Тяговую способность характеризуют экспериментальными кривыми относительного скольжения, совмещенными с кривыми КПД, в зависимости от степени загруженности передачи. Степень загруженности характеризуют коэффициентом тяги:

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} = \frac{\sigma_t}{2 \cdot \sigma_0}. \qquad (13.9)$$

Оптимальные значения коэффициента тяги для эталонных: плоскоременных передач $\varphi_0 = 0,4 \ldots 0,6$; клиноременных передач $\varphi_0 = 0,6 \ldots 0,75$.

Расчет тяговой способности ременной передачи является проектным и сводится к определению расчетной площади сечения ремня:

$$A \geq \frac{F_t}{[\sigma_t]}. \qquad (13.10)$$

При этом из выражения (13.9), с учетом оптимальных значений коэффициента тяги, допускаемые значения напряжения в ремне $[\sigma_t]$ для конкретной передачи могут быть определены следующим образом: $[\sigma_t] = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta$, где C_α – коэффициент угла обхвата ремнем малого шкива; C_v – коэффициент влияния центробежных сил; C_p – коэффициент режима работы; C_θ – коэффициент который учитывает вид передачи и угол ее наклона к горизонту.

При расчете клиноременной передачи величину A в выражении (13.10) представляют в следующем виде $A = z' \cdot A_0$, где z' – число клиновых ремней; A_0 – площадь сечения одного клинового ремня.

Долговечность ремня определяется его сопротивлением усталости и зависит от величины напряжений изгиба σ_u и числа циклов нагружения, пропорциональных числу пробегов ремня Π.

При расчете на долговечность (проводится в качестве проверочного) упрощенная оценка долговечности ремня может быть проведена из условия ограничения числа его пробегов в единицу времени:

$$\Pi = \frac{v}{L_p} \leq [\Pi], \qquad (13.11)$$

где $[\Pi]$ – допускаемое число пробегов ремня (для плоских ремней $[\Pi] \leq 3 \ldots 5 \ c^{-1}$; для клиновых $[\Pi] \leq 10 \ldots 15 \ c^{-1}$).

Контрольные вопросы:

8. Ременная передача. Виды ремней.
9. Геометрические параметры ременных передач.
10. Силы и напряжения в ремне. Эпюра напряжений.
11. Тяговая способность. Коэффициент тяги.
12. Проверочный расчет ременной передачи.

Лекция 14. Зубчатые передачи.

14.1. Общие сведения и классификация зубчатых передач.
14.2. Основы теории зацепления.
14.3. Основные элементы эвольвентного зацепления.

14.1. Общие сведения и классификация зубчатых передач.

Зубчатые передачи с круглыми колесами наиболее распространенные механические передачи в современном машиностроении. Простейшая зубчатая передача состоит из двух колес с зубьями, посредством которых происходит зацепление ведущего и ведомого колес. Меньшее зубчатое колесо передачи называется шестерней, большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к колесу, так и к шестерне.

Зубчатые передачи классифицируют:

1. В зависимости от характера преобразования движения:

- вращательное движение ведущего колеса преобразовывается во вращательное движение ведомого (рис. 14.1, а, б);
- вращательное движение ведущего колеса преобразовывается в поступательное движение рейки (рис. 14.1, е).

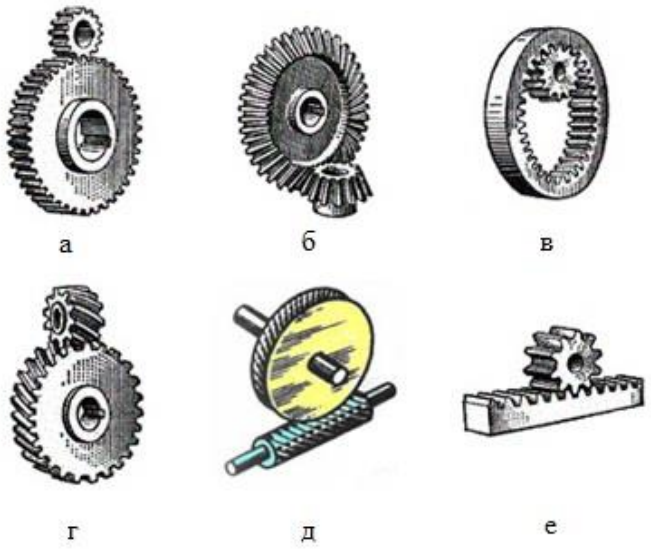


Рисунок 14.1.

Рейку рассматривают как зубчатое колесо бесконечно большого диаметра. Зубчатые передачи применяют не только в виде пары зубчатых колес, но и в более сложных сочетаниях. В виде планетарных передач, состоящих из зубчатых колес с перемещающимися геометрическими осями, и в виде волновых передач, в которых одно из колес представляет собой гибкий венец.

2. В зависимости от относительного расположения геометрических осей валов:

- параллельные оси (цилиндрическая передача (рис. 14.1, а));
- пересекающиеся оси (коническая передача (рис. 14.1, а) – угол пересечения *90°*);
- перекрещивающиеся оси (винтовая передача (рис. 14.1, г), червячная передача (рис. 14.1, д)).

Наиболее распространены цилиндрические и конические передачи, причем цилиндрические проще в изготовлении и монтаже. В конических передачах при работе возникают значительные осевые силы. Винтовая и червячная передачи по сравнению с цилиндрическими и коническими обладают большей плавностью работы и возможностью выводить оба вала за пределы передачи в обе стороны, но КПД у них ниже и зубья изнашиваются быстрее вследствие повышенного скольжения. Несущая способность винтовых

передач небольшая, повышенной несущей способностью обладают червячные передачи, вследствие чего они имеют более широкое применение.

3. В зависимости от относительного расположения колес в пространстве:

- внешнего зацепления;
- внутреннего зацепления (рис. 14.1, в).

Хотя внутреннее зацепление компактнее внешнего, но его изготовление и монтаж сложнее и поэтому более распространены передачи с внешним зацеплением.

4. В зависимости от конструктивного исполнения:

- открытые передачи;
- закрытые передачи.

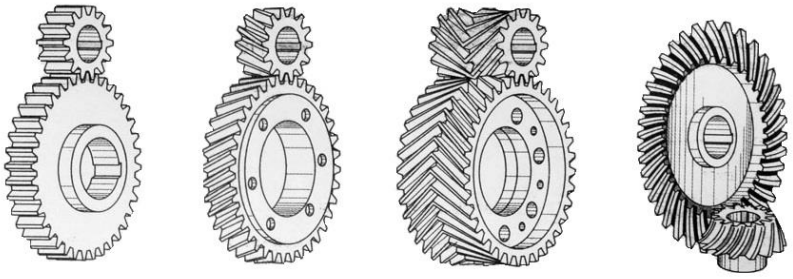
В открытых передачах зубья колес не защищены от внешней среды, используются такие передачи при ручном и механическом тихоходном приводе. Установка передачи в отдельном корпусе гарантирует точность сборки, лучшую смазку, более высокий КПД, меньший износ, а также защиту от попадания в нее пыли и грязи. Передача, помещенная в отдельном корпусе и предназначенная для снижения угловой скорости и повышения вращающего момента на ведомом валу, называется редуктором, предназначенная для повышения угловой скорости ведомого вала – мультипликатором.

5. В зависимости от числа ступеней:

- одноступенчатые (одна пара колес в зацеплении);
- многоступенчатые (две пары зубчатых колес в зацеплении и более).

6. В зависимости от расположения зубьев на ободе колес:

- прямозубая (рис. 14.2, а);
- косозубая (рис. 14.2, б);
- шевронная (рис. 14.2, в);
- с круговыми зубьями (рис. 14.2, г).



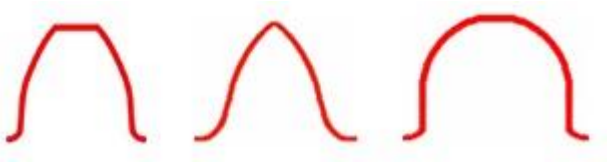
а б в г

Рисунок 14.2.

При работе прямозубой передачи пара зубьев входит в зацепление сразу по всей длине контакта, что сопровождается ударом зубьев и повышенным шумом, поэтому прямозубые передачи применяют при невысоких окружных скоростях. При работе косозубых колес зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что способствует: плавной работе передачи; снижению динамических нагрузок; снижению шума. Недостатком косозубых передач является наличие осевой силы, дополнительно нагружающей опоры валов. Для снижения осевых сил угол наклона линии зуба рекомендуют выполнять в пределах $\beta = 8\ldots20^{\circ}$. Цилиндрические и конические косозубые и с круговыми зубьями передачи применяют в ответственных случаях при средних и высоких скоростях (15 *м/с*). В шевронной передаче осевые силы на полушевронах направлены в противоположные стороны, за счет этого они взаимно уравновешиваются и на опоры не передаются. Уравновешенность осевых сил у шевронных колес позволяет увеличить угол наклона зубьев до 40°, что повышает нагрузочную способность и плавность работы передачи. Шевронные передачи обычно применяют при больших нагрузках и особо тяжелых условиях работы, при средних и высоких окружных скоростях.

7. В зависимости от формы профиля зуба:

- эвольвентные (образующая профиля – эвольвента) (рис. 14.3, а);
- циклоидальные (образующая профиля – циклоида) (рис. 14.3, б);
- с зацеплением Новикова (образующая профиля – дуга окружности) (рис. 14.3, в).



а б в

Рисунок 14.3.

Циклоидальный профиль зубьев применяется главным образом в часовых механизмах, так как позволяет получать колеса с малым числом зубьев (до 5 – 6). Зацепление Новикова используется в высоконагруженных передачах, которые по конструктивным соображениям должны иметь малые габариты. На практике в основном используют эвольвентный профиль зубьев, обеспечивающий их прочность, малые скорости скольжения в зоне зацепления и высокий КПД.

Основными достоинства зубчатых передач являются:

- малые габариты;
- постоянство передаточного числа;
- большая долговечность и надежность;
- высокий КПД;
- простота обслуживания.

К недостаткам следует отнести:

- шум при больших скоростях;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа.

14.2. Основы теории зацепления.

Кинематическим условием пригодности профилей зубьев зубчатых колес является постоянство передаточного отношения.

Для этого необходимо чтобы выполнялся основной закон зацепления: для сохранения постоянства передаточного отношения необходимо и достаточно, чтобы нормаль NN к профилям в точке их соприкосновения всегда пересекала линию центров O_1O_2 в одной и той же точке P, называемой полюсом зацепления. Эта точка делит межосевое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям зубчатых колес (рис. 14.4):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = const\,. \qquad (14.1)$$

Основному закону зацепления удовлетворяет множество кривых, но в большинстве случаев зубья профилируют по кривой, называемой эвольвентой. Эвольвентой называется кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения. Перекатываемая прямая называется производящей прямой, а окружность – основной окружностью или эволютой.

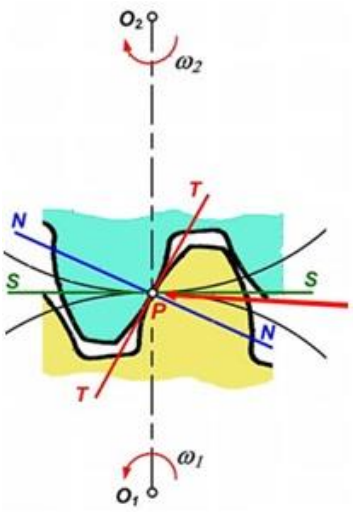


Рисунок 14.4.

14.3. Основные элементы эвольвентного зацепления.

Рассмотрим основные геометрические и кинематические параметры стандартного эвольвентного зацепления (рис. 14.5).

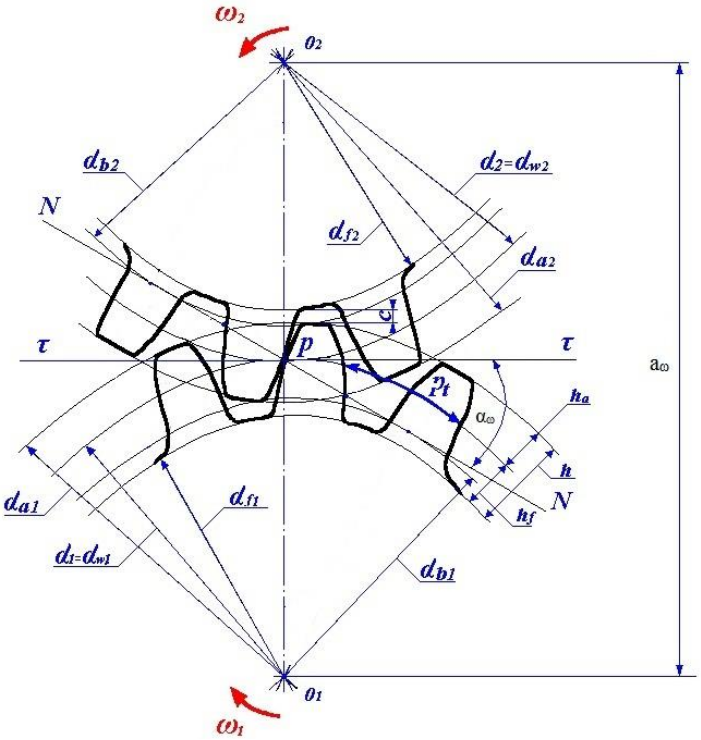


Рисунок 14.5.

$d_{\omega 1}$, $d_{\omega 2}$ – диаметры <u>начальных окружностей</u> шестерни и колеса. Начальными называют окружности, которые в процессе зацепления перекатываются одна по другой без скольжения. При изменении величины a_{ω} – межосевого расстояния, изменяются диаметры начальных окружностей. Таким образом, у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей, а у отдельно взятого колеса начальной окружности не существует, потому что это кинематическое понятие пары колес.

d_1, d_2 – диаметры <u>делительных окружностей</u> шестерни и колеса. Делительные окружности выбирается в качестве базы для определения основных размеров колеса, они делят зуб на головку зуба h_a и ножку зуба h_f. В отличие от начальных окружностей, делительные – это реальные геометрические фигуры отдельно взятых зубчатых колес. У

большинства зубчатых передач, за исключением корригированных зацеплений, диаметры начальных и делительных окружностей совпадают, в таком случае межосевое расстояние может быть определено как:

$$a_\omega = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2}. \qquad (14.2)$$

d_{b1}, d_{b2} – диаметры основной окружности. С увеличением диаметра основной окружности d_b кривизна эвольвенты уменьшается и при $d_b \to \infty$ зубчатый профиль трансформируется в рейку с трапецеидальным профилем – основную рейку. Профиль зуба основной рейки соответствует исходному контуру зуба, регламентированному стандартом. Этот контур положен в основу профилирования инструмента для нарезания зубьев.

d_{a1}, d_{a2} – диаметры окружностей вершин шестерни и колеса.

d_{f1}, d_{f2} – диаметры окружностей впадин шестерни и колеса.

Линия *NN*, по которой перемещается точка касания сопряженных профилей, называется линией зацепления, она образует с перпендикуляром к O_1O_2 угол зацепления α_ω. В соответствии со стандартом $\alpha_\omega = 20^\circ$.

Расстояние P_t между одноименными точками профилей соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности, называется окружным шагом зацепления (равный шагу исходной прямозубой зубчатой рейки). Из определения шага следует, что длина делительной окружности равна $\pi \cdot d = P_t \cdot z$, откуда окружной шаг зацепления:

$$P_t = \frac{\pi \cdot d}{z}, \qquad (14.3)$$

где z – число зубьев колеса.

Для удобства измерений и вычисления вводят понятие модуля зубьев:

$$m = \frac{P_t}{\pi}. \qquad (14.4)$$

Модуль – основная характеристика зубчатого зацепления. Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения m стандартизованы в диапазоне от 0,05 до 100 мм. Для пары зубчатых колес, находящихся в зацеплении окружной шаг P_t, а, следовательно, и модуль m должны быть одинаковыми.

Все геометрические параметры зубчатых колес выражаются через модуль m. Высоту головки и ножки зуба нормального (некорригированного) зацепления определяют следующим образом:

$$h_a = m; \qquad h_f = h_a + c = m + c, \qquad (14.5)$$

где c – радиальный зазор в зацеплении шестерни и колеса.

Теоретические толщина зубьев и ширина впадин по делительной окружности равны между собой. Однако, для создания бокового зазора, необходимого для нормальной работы зубчатой пары, зуб делается несколько тоньше, вследствие чего он входит во впадину свободно.

Диаметры начальных, делительных окружностей вершин и впадин зубьев нормального (некорригированного) зацепления определяют по следующим формулам:

$$d_{\omega} = d = m \cdot z; \quad (14.6)$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot (z + 2); \quad (14.7)$$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = m \cdot (z - 2,5). \quad (14.8)$$

Дугой зацепления называют путь, проходимый профилем зуба по начальной окружности за время фактического его зацепления S. Необходимым условием зацепления является требование, чтобы дуга зацепления была больше шага зацепления P_t. Отношение длины дуги зацепления к шагу называется коэффициентом перекрытия $\varepsilon = \frac{S}{P_t}$, он характеризует среднее число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Для цилиндрических передач $\varepsilon \geq 1,2$ – это означает, что 80% времени в зацеплении участвует одна пара зубьев, остальные 20% – две пары зубьев. Коэффициент перекрытия характеризует плавность передачи и всегда должен быть больше единицы.

Контрольные вопросы:

13. Виды зубчатых передач.
14. Расположение зубьев на ободе колес.
15. Формы профилей зубьев.
16. Достоинства и недостатки зубчатых передач.
17. Эвольвентное зацепление. Основная окружность.
18. Делительные и начальные окружности.
19. Шаг и модуль зацепления.
20. Коэффициент перекрытия.

Лекция 15. Зубчатые передачи (продолжение).

15.1. Геометрические параметры зубчатых передач.
15.2. Кинематический и силовой расчеты.
15.3. Критерии работоспособности и виды разрушений зубчатых передач.
15.4. Основы расчетов зубчатых передач.

15.1. Геометрические параметры зубчатых передач.

Зубчатое колесо имеет следующие конструктивные элементы: венец – часть зубчатого колеса, содержащая зубья; ступица – часть зубчатого колеса, насаживаемая на вал; диск – часть зубчатого колеса между ступицей и венцом.

В прямозубом зацеплении длина линии контакта равна ширине венца b. Основные геометрические параметры прямозубых колес рассматривались в разделе 14.3.

У косозубых колес зубья наклонены под углом β к оси колеса (рис. 15.1). Разновидностью косозубых колес являются шевронные зубчатые колеса, которые представляют собой два косозубых колеса совмещенных торцами, таким образом, чтобы зубья были наклонены в разные стороны.

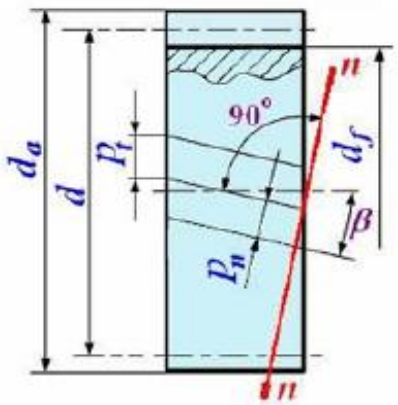


Рисунок 15.1.

В косозубых колесах различают два шага и модуля зубьев: в нормальном сечении *n–n* – нормальный шаг зубьев p_n и нормальный модуль m_n; в торцевом сечении – окружной шаг p_t и окружной модуль m_t.

$$p_t = \frac{p_n}{\cos(\beta)}, \qquad m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)}. \tag{15.1}$$

Так как косозубые колеса нарезают таким же стандартным инструментом, как и прямозубые, то профиль косого зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба модуля m.

Диаметры начальных, делительных окружностей вершин и впадин зубьев нормальных (некорригированных) цилиндрических косозубых колес определяют по следующим формулам:

$$d_\omega = d = \frac{m_n \cdot z}{\cos(\beta)}; \tag{15.2}$$

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = m_n \cdot \left(\frac{z}{\cos(\beta)} + 2 \right); \tag{15.3}$$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = m_n \cdot \left(\frac{z}{\cos(\beta)} - 2{,}5 \right). \tag{15.4}$$

Аналогом начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы. Дальше рассмотрим конические передачи, для которых угол между осями колес $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (рис. 15.2), где δ_1, δ_2 – углы делительных конусов.

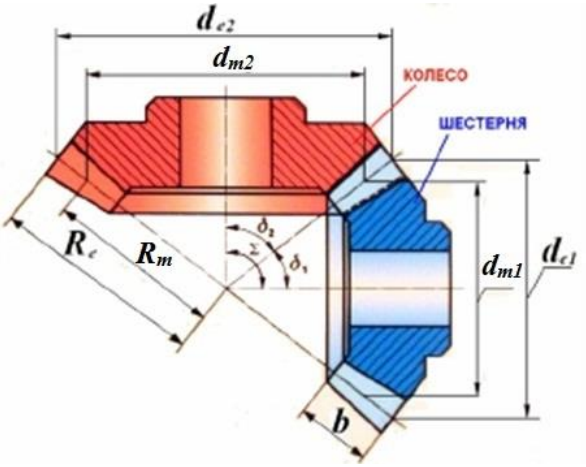


Рисунок 15.2.

Так как модуль зубьев конических колес в разных нормальных сечениях не одинаковый, то различают два окружных модуля: m_{te} – внешний окружной модуль (во внешнем нормальном сечении); m_m – средний окружной модуль (в среднем сечении). За стандартный принимают внешний окружной модуль m_{te}.

Внешний и средний делительные диаметры выражают следующим образом:

$$d_e = m_{te} \cdot z\,; \tag{15.5}$$

$$d_m = m_m \cdot z = d_e - b \cdot \sin(\delta)\,, \tag{15.6}$$

где b – ширина зубчатого венца конического колеса.

Внешнее и среднее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \cdot \sqrt{d_{e1}{}^2 + d_{e2}{}^2} = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1{}^2 + z_2{}^2}\,; \tag{15.7}$$

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b\,. \tag{15.8}$$

Углы делительных конусов

$$tg(\delta_1) = \frac{z_1}{z_2}\,; \qquad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1\,. \tag{15.9}$$

Геометрические размеры червяка и колеса червячной передачи (рис 15.3) определяются по формулам, аналогичным для зубчатых колес.

Червяк – это короткий винт с трапецеидальной нарезкой. В зависимости от формы внешней поверхности различают цилиндрические червяки (образующая червяка – прямая линия, такие червяки проще в изготовлении); глобоидные червяки (имеют большую нагрузочную способность).

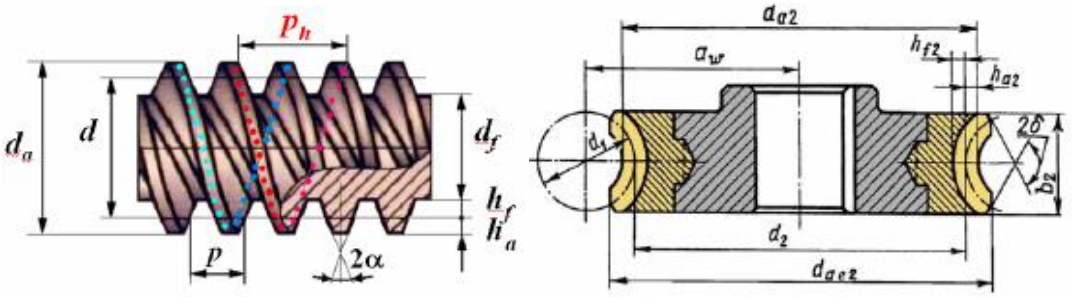


Рисунок 15.3.

По числу витков (заходов) червяка различают: однозаходные ($z_1 = 1$); двухзаходные ($z_1 = 2$); четырехзаходные ($z_1 = 4$) червяки.

Ход винтовой линии червяка p_h – расстояние между соседними боковыми сторонами одного и того же витка. Осевой шаг p – расстояние между боковыми сторонами двух смежных профилей, измеренное параллельно оси червяка, при этом $p_h = p \cdot z_1$.

α – угол профиля витка в осевом сечении ($\alpha = 20^\circ$).

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m, равный торцевому модулю червячного колеса.

Делительные диаметры червяка и колеса:

$$d_1 = m \cdot q; \qquad d_2 = m \cdot z_2, \tag{15.10}$$

где q – коэффициент диаметра червяка (число модулей в делительном диаметре червяка).

Диаметры впадин и вершин витков червяка и зубьев колеса:

$$d_f = d - 2,4 \cdot m; \qquad d_a = d + 2 \cdot m. \tag{15.11}$$

Межосевое расстояние:

$$a_\omega = 0,5 \cdot m\left(z_2 + q\right). \tag{15.12}$$

15.2. Кинематический и силовой расчеты.

Расчетная окружная скорость зубчатой цилиндрической передачи $v = \omega \cdot \frac{d_\omega}{2} = \omega \cdot \frac{m \cdot z}{2}$. Учитывая, что скорость точек начальных окружностей, находящихся в зацеплении зубчатых колес, одинаковы, имеем:

$$v = \omega_1 \cdot \frac{m \cdot z_1}{2} = \omega_2 \cdot \frac{m \cdot z_2}{2}. \tag{15.13}$$

Отсюда передаточное отношение зубчатой передачи $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$. В дальнейшем отношение зубьев колес будем называть <u>передаточным числом</u>, и обозначать как

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \tag{15.14}$$

При работе зубчатой передачи между сцепляющимися зубьями в полюсе зацепления распределенную по контактной площадке нагрузку заменяют равнодействующей силой F_n,

направленной по общей нормали к профилям зубьев. Для расчетов валов и опор силу F_n раскладывают на составляющие – окружную F_t, радиальную F_r и осевую F_a силы.

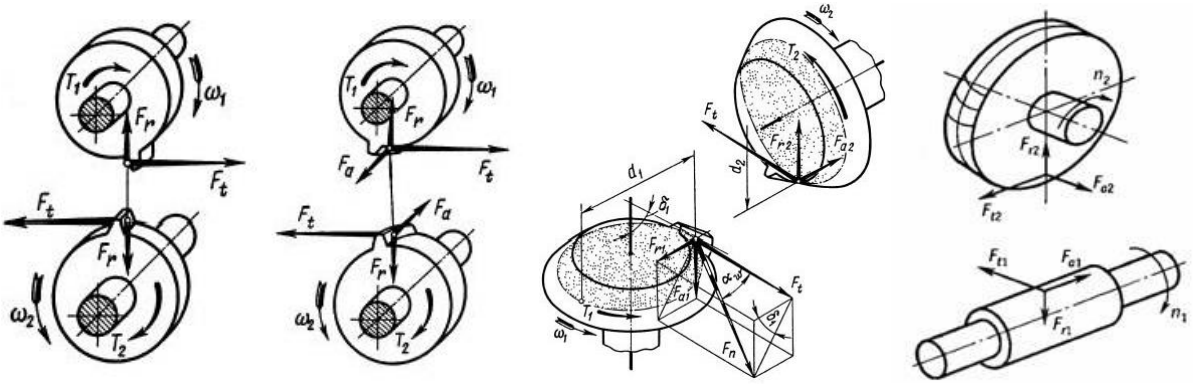
Окружная сила действует по касательной к начальной окружности и определяется крутящим моментом и начальным диаметром шестерни:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{\omega 1}}. \qquad (15.15)$$

Для шестерни сила F_t является реакцией со стороны ведомого колеса и направлена в сторону противоположную вращению, для колеса F_t – сила способствующая движению, направлена в сторону вращения.

Радиальная сила F_r всегда направлена по радиусу к центру зубчатого колеса, а осевая сила F_a – параллельно оси колеса к середине зуба.

Величины радиальных F_r и осевых F_a сил представлены ниже для различных типов зацепления (рис. 15.4).



а б в г

Рисунок 15.4.

Для прямозубых цилиндрических передач (рис. 15.4, а):

$$F_r = F_t \cdot tg\left(\alpha_\omega\right); \qquad F_a = 0. \qquad (15.16)$$

Для косозубых цилиндрических передач (рис. 15.4, б):

$$F_r = \frac{F_t}{\cos\left(\beta\right)} \cdot tg\left(\alpha_\omega\right); \qquad F_a = F_t \cdot tg\left(\beta\right). \qquad (15.17)$$

Для конических прямозубых передач (рис. 15.4, в):

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot tg\left(\alpha_\omega\right) \cdot \cos\left(\delta_1\right); \qquad F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot tg\left(\alpha_\omega\right) \cdot \sin\left(\delta_1\right). \qquad (15.18)$$

Для червячных передач (рис. 15.4, г):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot tg\left(\alpha\right); \qquad F_{a1} = F_{t2}; \qquad F_{a2} = F_{t1}. \qquad (15.19)$$

15.3. Критерии работоспособности и виды разрушений зубчатых передач.

При работе в зацеплении двух колес, как говорилось выше, возникает сила нормального давления F_n, действующая вдоль линии зацепления *NN*, и сила трения $F_f = f \cdot F_n$, где f – коэффициент трения. Под действием сил F_n и F_f зуб находится в сложном напряженном состоянии. Основными напряжениями, определяющими работоспособность зацепления, являются контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F. Для каждого зуба они изменяются во времени по некоторому пульсирующему циклу. Картина нагружения зуба во время работы показана на рисунке 15.5.

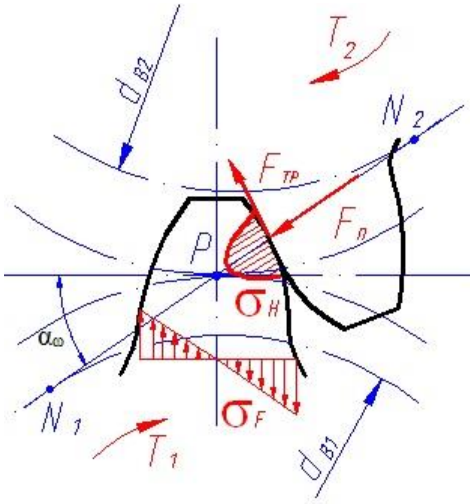
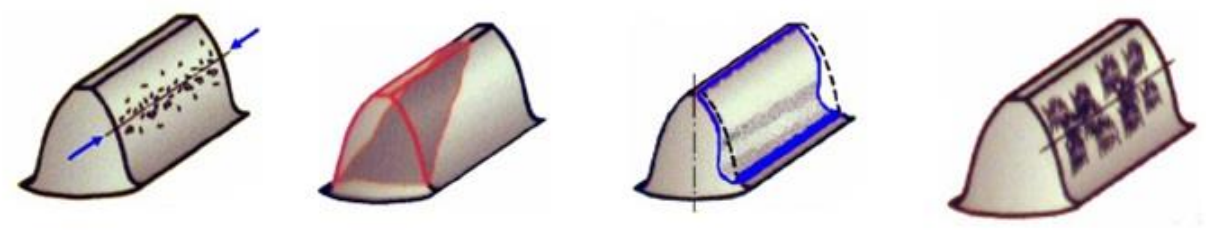


Рисунок 15.5.

Основными элементами, определяющими работоспособность передачи, являются зубья колес. Повторно-переменные напряжения и трение вызывают следующие характерные поломки зубьев:

- усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев (характерно для закрытых хорошо смазываемых передач). Выкрашивание начинается вблизи полюсной линии и является следствием действия повторно-переменных контактных напряжений σ_H (рис. 15.6, а);
- поломка зубьев (характерна для высоконагруженных мелкомодульных передач). Прямые зубья разрушаются по сечению у основания зуба, косые – по наклонному сечению. Поломка является следствием действия повторно-переменных напряжений изгиба σ_F или перегрузки (рис. 15.6, б);
- абразивное изнашивание боковой поверхности зубьев (характерно для открытых передач). Первоначальный профиль зубьев искажается, уменьшается поперечное сечение зубьев. Абразивное изнашивание происходит при попадании в зацепление абразивных частиц (рис. 15.6, в);
- заедание поверхности зубьев (характерно для высоконагруженных передач, работающих при больших удельных нагрузках). В результате высокого давления происходит разрыв масляной пленки. Частицы материала одного зуба привариваются к другому зубу. Приварившиеся частицы материала образуют наросты, которые повреждают поверхности зубьев (рис. 15.6, г).



а б в г

Рисунок 15.6.

Выход зубьев из строя предупреждается технологическими и эксплуатационными мерами (повышение точности обработки и монтажа, рациональный выбор материалов и термообработки, подбор смазки и т.д.). Кроме того работоспособность передач зависит от правильного расчета и конструирования зубчатых колес.

Как отмечалось ранее, на характер повреждения и разрушения зубьев влияют условия работы передачи. Так, в закрытых передачах, работающих с обильной смазкой, основным видом повреждения является усталостное выкрашивание рабочих поверхностей от контактных напряжений σ_H, поэтому закрытые передачи рассчитываются на контактную усталость и проверяются на изгиб. Открытые передачи, работающие без смазки и незащищенные от внешней среды, выходят из строя в результате абразивного износа, приводящего к поломке зубьев. Поэтому основным критерием работоспособности открытых передач является прочность зубьев на изгиб.

15.4. Основы расчетов зубчатых передач.

При расчете зубьев цилиндрических передач на контактную прочность контакт зубьев рассматривают в полюсе зацепления P, как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2, равными радиусам кривизны эвольвенты в полюсе зацепления.

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления при линейном контакте определяют по формуле Герца. Для стальных колес с коэффициентом Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ выражение имеет вид:

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E_{\text{Pr}}}{\rho_{\text{Pr}}}}. \qquad (15.20)$$

где q – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий; E_{Pr} – приведенный модуль упругости материала колес; ρ_{Pr} – приведенный радиус кривизны зубьев.

Вводя в формулу (15.20) коэффициенты, учитывающие: геометрические параметры передачи, свойства материала колес, неравномерность и динамичность нагрузки, выводят формулу для определения $d_{\omega 1}$:

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot \left(Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon\right)^2}{\Psi_d \cdot \left[\sigma_H\right]^2} \cdot \frac{\left(u \pm 1\right)}{u}}. \qquad (15.21)$$

Эту формулу используют для проектировочного расчета закрытых цилиндрических передач со стальными колесами.

После уточнения начального диаметра шестерни выполняют проверочный расчет передачи:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{b \cdot d_{\omega 1}^{\ 2}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \le [\sigma_H]. \qquad (15.22)$$

Величину $[\sigma_H]$ определяют по пределу контактной выносливости поверхностей зубьев $\sigma_{H\lim}$ с учетом влияния на контактную прочность: ресурса передачи, шероховатости поверхности зубьев, быстроходности передачи и запаса прочности. Контактные напряжения $[\sigma_H]$ для прямозубых передач рассчитывают для шестерни и колеса и в качестве расчетного принимают меньшее из них. При расчете косозубых передач, в которых зубья шестерни значительно превышают твердость зубьев колеса, расчетное контактное напряжение: $[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$.

При расчете зубчатых передач на прочность при изгибе зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой F_n. Силу F_n переносят по линии зацепления до оси зуба и полученную точку принимают за вершину параболы, которая определяет контур балки. При определении нормального напряжения в опасном сечении используют формулы сопротивления материалов, с учетом концентрации напряжений вызванной особой формой зубьев.

Условия прочности по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b \cdot m} \le [\sigma_F]. \qquad (15.23)$$

Величину $[\sigma_F]$ определяют по пределу выносливости при изгибе [σ]Flim с учетом влияния на прочность ресурса передачи, шероховатости поверхности впадин между зубьями, реверсивности передачи и запаса прочности.

Исходные положения для расчета на прочность конических и червячных передач аналогичны применяемых при расчетах цилиндрических передач. Для червячной передачи дополнительно проводят тепловой расчет, так как их работа сопровождается выделением большого количества теплоты. При недостаточном отводе тепла смазочные свойства масла ухудшаются, возникает опасность заедания и преждевременного выхода передачи из строя.

Тепловой расчет производится на основе теплового баланса. Количество тепла, выделяемого в редукторе Q_1, приравнивается к количеству тепла, отдаваемого корпусом в окружающую среду Q_2. При этом $Q_1 = N_1 \cdot (1 - \eta)$, $Q_2 = K_t \cdot S \cdot (t_M - t_{oc})$, где K_t – коэффициент теплоотдачи; S – площадь охлаждаемой поверхности корпуса передачи; t_M – температура масла; t_{oc} – температура окружающей среды.

Если $Q_1 \rhd Q_2$, то необходимо предусмотреть, например, отведение излишек тепла за счет оребрения корпуса, искусственного охлаждения (вентиляция, дополнительная циркуляция масла).

Контрольные вопросы:

21. Особенности геометрии конических зубчатых передач.
22. Геометрия червяка и червячного колеса.
23. Передаточное число.
24. Силы в зубчатом зацеплении.
25. Виды разрушений зубьев.
26. Основы расчетов зубчатых передач.
27. Тепловой расчет.

Лекция 16. Валы и оси. Подшипники.

16.1. Валы и оси, общие сведения.
16.2. Расчеты валов (и осей).
16.3. Опоры осей и валов.
16.4. Критерии работоспособности и практические расчеты подшипников.

16.1. Валы и оси, общие сведения.

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

Оси предназначены только для поддержания установленных на них деталей. Они воспринимают нагрузку от расположенных на них деталей и работают на изгиб, не передают вращающие моменты и, следовательно, не испытывают кручения. Оси бывают вращающиеся (вагонная ось) и неподвижные (ось блока грузоподъемной машины).

Валы предназначены для поддержания установленных деталей и передачи вращающего момента. Валы испытывают изгиб и кручение, в отдельных случаях – растяжение и сжатие. Некоторые валы не поддерживают вращающиеся детали (карданные валы автомобилей, соединительные валки прокатных станов и т.д.), поэтому эти валы работают только на кручение. Такие валы называются торсионными или торсионами.

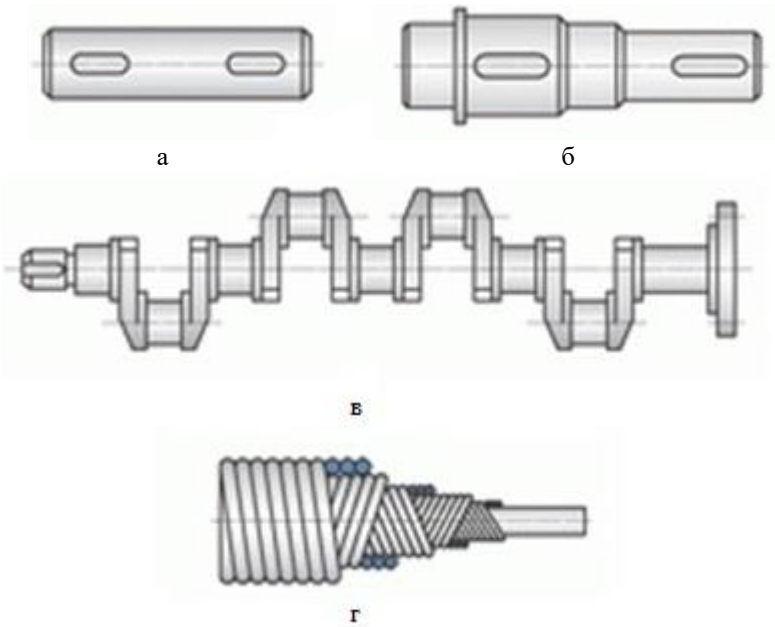


Рисунок 16.1.

Валы различают прямые (рис. 16.1, а, б), коленчатые (рис. 16.1, в) и гибкие (рис. 16.1, г). Наиболее широко распространены прямые валы. Коленчатые валы служат для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот. Гибкие валы представляют собой многозаходные витые из проволок пружины кручения и применяются для передачи момента между узлами машин меняющими свое относительное положение при работе (механизированный инструмент, зубоврачебные бормашины и др.). Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и изучаются в соответствующих специальных курсах. В зависимости от поверхности прямых валов различают прямые гладкие валы (рис. 16.1, а) и прямые ступенчатые валы (рис. 16.1, б). Ступенчатая форма способствует равной напряженности отдельных участков, упрощает монтаж деталей на валу.

Опорные участки вала или оси называют цапфами при восприятии радиальных нагрузок, или пятами при восприятии осевых нагрузок. Концевые цапфы, воспринимающие радиальную нагрузку, называются шипами, а цапфы, расположенные на расстоянии от конца

вала – шейками. Шипы и шейки вала или оси опираются на подшипники, опорной частью для пяты является подпятник.

Буртиком называют кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое, ограничивающее свободу осевого перемещения находящихся на валу деталей. Заплечик – переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал или ось деталей.

Поверхность плавного перехода от одной ступени к другой называется галтелью. Галтели выполняют:постоянного радиуса; переменного радиуса; с поднутрением. Переходные участки являются концентраторами напряжений. Для снижения концентрации напряжений в переходных участках выполняются разгрузочные канавки, увеличивающие радиусы галтелей.

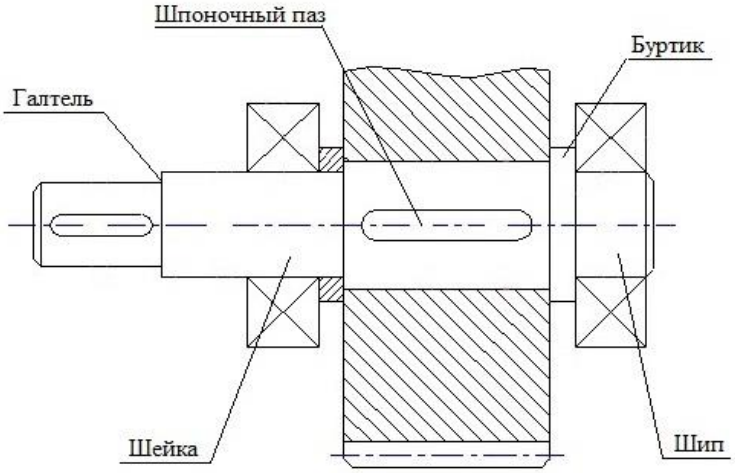


Рисунок 16.2.

Оси и валы в большинстве случаев бывают круглого сплошного, а иногда кольцевого поперечного сечения для уменьшения массы конструкции. Отдельные участки вала имеют сечение со шпоночной канавкой или шлицами, а иногда профильное сечение. В профильных соединениях соединяемые детали скрепляются между собой посредством взаимного контакта по плавной некруглой поверхности и могут передавать наряду с крутящим моментом также и осевую нагрузку. Профильные соединения надежны, но не технологичны, поэтому их применение ограничено.

Торцы осей и валов для облегчения установки на них вращающихся деталей и предупреждения травмирования рук делают с фасками.

На рисунке 16.2. в качестве примера показан вал редуктора общего назначения.

Оси и валы изготавливают из углеродистых и легированных конструкционных сталей, так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению, легкостью получения прокаткой цилиндрических заготовок и хорошей обрабатываемостью на станках.

16.2. Расчеты валов (и осей).

Основными критериями работоспособности валов и осей являются прочность и жёсткость. Основной расчётной нагрузкой являются крутящие T и изгибающие M моменты. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается. Расчёт осей является частным случаем расчёта валов при крутящем моменте $T = 0$.

Расчет валов состоит из двух этапов: проектировочного и проверочного. Проектировочный расчет выполняется условно только на кручение, так как изгибающие моменты могут быть определены только после проработки конструкции вала.

После выбора материала вала из условия прочности при кручении определяют диаметр консольной либо опорной (если отсутствует консольная) его части:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \qquad (16.1)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение при кручении. Для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов допускаемые напряжения при кручении значительно понижают. Так, например, для валов редукторов машин общего назначения принимают $[\tau] = 15 \ldots 30$ мПа. Выражение 16.1 записано для вала сплошного круглого сечения. Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного. После этого разрабатывают всю конструкцию вала, определяют места посадки сопряженных с ним деталей (зубчатых колес, звездочек, шкивов и т.д.), расположения подшипников и т.д. Все перечисленные действия воплощают в эскизную компоновку. В результате определяют размеры всех конструктивных элементов вала, после чего приступают к выполнению проверочных расчетов.

Проверочный расчет на статическую прочность вала проводят для предотвращения появления пластических деформаций, которые могут возникнуть во время кратковременных перегрузок, например при пуске. При расчете составляют расчетную схему, при этом учитывая, что детали, установленные на валу, передают валу силы и моменты посередине их ширины. Собственную массу валов, а также массы, установленных на них деталей и силы трения в опорах не учитывают. Строят эпюры изгибающих и крутящих моментов. Если нагрузки действуют в разных плоскостях, их раскладывают на две взаимно перпендикулярные составляющие и строят эпюры изгибающих моментов отдельно в каждой плоскости. Для характерных сечений вычисляют результирующие изгибающие моменты:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_X{}^2 + M_Y{}^2}. \qquad (16.2)$$

По эпюрам моментов намечают опасные сечения. Затем вычисляют эквивалентные (приведенные) моменты согласно энергетической теории прочности:

$$M_{pr} = \sqrt{M_{\Sigma}{}^2 + 0,75 \cdot T^2}. \qquad (16.3)$$

После этого уточняют расчетные диаметры вала в характерных точках:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{pr}}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \qquad (16.4)$$

где $[\sigma]$ – предельные допускаемые напряжения, принимают близкими к пределу текучести материала $[\sigma] \approx 0,8 \cdot \sigma_T$.

Проверочный расчет на усталостную прочность для валов является основным, проводят его в виде проверки коэффициента запаса прочности n в предположительно опасных сечениях (наличие концентраторов напряжения: шпоночные пазы, контактные напряжения в местах посадки деталей, галтельные переходы и т.д.). При совместном действии изгиба и кручения запас прочности для выбранного сечения определяется по следующей формуле:

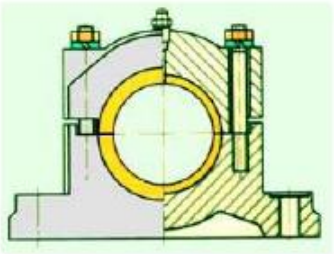
$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}{}^2 + n_{\tau}{}^2}} \geq [n], \qquad (16.5)$$

где $n_\sigma = \dfrac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$ – запас усталостной прочности по изгибу; $n_\tau = \dfrac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$ – запас усталостной прочности по кручению; σ_a, τ_a – амплитудные значения нормальных и касательных напряжений; σ_m, τ_m – средние значения напряжений; ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, зависящие от механических характеристик материала; K_σ, K_τ – коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении. Допускаемое значение коэффициента запаса прочности обычно принимают $[n] \geq 1{,}5$, но, учитывая повышенные требования к жесткости валов принимают $[n] \geq 2{,}5 \ldots 3$.

Расчет валов на жесткость выполняют, когда упругие перемещения, возникающие под действием приложенных сил, могут оказать неблагоприятное влияние на работу расположенных на валу (или оси) деталей. Расчет сводится к определению прогибов, углов поворота, углов закручивания и к сравнению их с допускаемыми значениями.

16.3. Опоры осей и валов.

Подшипники служат опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки и передают их на раму машины. Подшипники обеспечивают валам заданное положение и возможность вращения при минимальных потерях на трение. От качества подшипников в большой степени зависит работоспособность и долговечность механизмов и машин. По виду трения подшипники делятся на подшипники скольжения, см. рис. 16.3, а (опорный участок вала скользит по поверхности подшипника) и подшипники качения см. рис. 16.3, б (скольжение заменено трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала).



а

б

Рисунок 16.3.

Подшипники скольжения работают только при наличии смазочного материала в зазоре между цапфой вала и вкладышем. При вращении вал вовлекает смазку в клиновой зазор между цапфой и вкладышем. В результате возникает несущий масляный слой с большой гидродинамической подъемной силой, под действием которой вал всплывает.

Смазку подводят в подшипник по ходу вращения цапфы вала в зону максимального зазора, где отсутствует гидродинамическое давление. Это достигается за счет наличия на вкладыше смазочных канавок, которые располагают в ненагруженной зоне.

Подшипники скольжения используют в тех случаях, когда их преимущества убедительны:

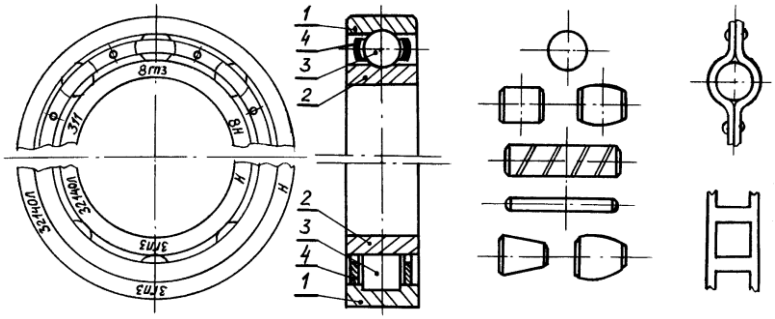
- в прецизионных высокоскоростных машинах;
- в разъемных узлах;
- для валов с ударными и вибрационными нагрузками;
- при работе в воде или другой агрессивной среде;
- для валов большого диаметра, когда отсутствуют подшипники качения.

Подшипники качения являются наиболее распространенным видом опор вращающихся деталей механизмов и машин, и изготавливаются в массовом количестве на специализированных заводах.

Подшипники качения имеют ряд преимуществ перед подшипниками скольжения: меньшее сопротивление пуску и вращению при умеренных частотах вращения, высокая нагрузочная способность на единицу ширины подшипника, простое обслуживание, низкая себестоимость, взаимозаменяемость.

Однако они имеют большие радиальные габариты и вес, меньшую радиальную жесткость, низкую долговечность при высоких частотах вращения (из-за перегрева), нерентабельность мелкосерийного производства.

Подшипники качения представляют собой готовый узел, и, как правило, состоят из внешнего –1 и внутреннего – 2 колец, тел качения – 3 и сепаратора – 4 (рис. 16.4, а). Тела качения – шарики или ролики (рис. 16.4, б) катятся по беговым дорожкам колец на некотором расстоянии друг от друга. Сепаратор удерживает тела качения на определенном расстоянии друг от друга и улучшает смазывание. Конструкция сепаратора (рис. 16.4, в) зависит от типа подшипника и условий его эксплуатации.



а б в

Рисунок 16.4.

Стандартные подшипники качения классифицируются по следующим признакам:

- по направлению действия нагрузки относительно оси вала подшипники делятся на: радиальные (воспринимают преимущественно радиальную нагрузку), упорные (воспринимают только осевую нагрузку), радиально-упорные (воспринимают комбинированную нагрузку, одновременно действующую на подшипник в радиальном и осевом направлениях), упорно-радиальные (воспринимают осевую нагрузку при одновременном действии незначительной радиальной);
- по форме тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые. Роликоподшипники в зависимости от формы роликов делятся на подшипники с короткими и длинными цилиндрическими роликами, с витыми роликами, с игольчатыми роликами, с коническими и со сферическими роликами;
- по числу рядов тел качения подшипники делятся на одно-, двух-, четырех- и многорядные;
- по основным конструктивным признакам подшипники делятся на несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (допускающие поворот оси внутреннего кольца относительно оси наружного).

Подшипники одного и того же диаметра отверстия подразделяют по габаритным размерам (наружного диаметра и ширины) на серии. Наиболее распространены легкая и средняя серии нормальной ширины.

Промышленность изготавливает подшипники качения пяти классов точности (0, 6, 5, 4 и 2; обозначения даны в порядке повышения точности). Точность подшипников характеризуется точностью основных размеров, точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец, точностью вращения.

Условные обозначения подшипников состоят из цифр и букв.

16.4. Критерии работоспособности и практические расчеты подшипников.

Основным критерием работоспособности подшипников скольжения является износостойкость.

Работоспособность подшипников скольжения оценивают условным расчетом по среднему давлению P на рабочих поверхностях, который гарантирует наличие масляной пленки, и расчетом по удельной работе Pv (v – окружная скорость поверхности цапфы) сил трения, который гарантирует нормальный тепловой режим и отсутствие заеданий.

$$P = \frac{F_r}{d \cdot l} \geq [P], \qquad Pv \geq [Pv], \tag{16.6}$$

где F_r – радиальная сила, действующая на подшипник; d и l – диаметр и длина подшипника соответственно.

Подшипники качения теряют свою работоспособность вследствие повреждений поверхностей деталей и их разрушения. Современная практика проектирования ограничивается расчетами по двум критериям работоспособности подшипников: усталостного выкрашивания рабочих поверхностей в течение заданного ресурса (расчет динамической грузоподъемности) и остаточных деформаций (расчет статической грузоподъемности).

По статической грузоподъемности подбирают подшипники при условии, что вращающееся кольцо имеет частоту вращения $n \leq 1$ об/мин. Выбор подшипников производят по условию:

$$P_0 \geq C_0, \tag{16.7}$$

где P_0 – требуемая величина статической грузоподъемности, если подшипник нагружен радиальной и осевой силами – $P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$, где X_0, Y_0 – соответственно коэффициенты радиального и осевого нагружения; C_0 – табличное значение статической грузоподъемности.

При частоте вращения более 1 об/мин подбор подшипников производят по динамической грузоподъемности. При этом задается их долговечность в часах или в миллионах оборотов. Исследования работы подшипников качения позволили установить, что долговечность подшипника L при 90% вероятности безотказной работы может быть определена по следующей зависимости:

$$L \geq \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p, \tag{16.8}$$

где C_r – динамическая грузоподъемность, указанная в каталогах на подшипники качения, p – степенной показатель ($p = 3$ для шарикоподшипников, $p = 3{,}33$ для роликоподшипников), P_r – приведенная (эквивалентная) нагрузка, учитывающая ряд факторов, влияющих на работоспособность подшипников.

Для шариковых радиальных и радиально-упорных и роликовых радиально-упорных подшипников эквивалентную нагрузку вычисляют по формуле:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_б \cdot K_T, \tag{16.9}$$

где X, V, Y, $K_б$, K_T – коэффициенты, зависящие от конструкции подшипников, условий нагружения и эксплуатации.

По вычисленной приведенной нагрузке P_r и расчетной долговечности L осуществляют выбор подшипников по следующему условию:

$$C_r \geq [C_r], \tag{16.10}$$

где $[C_r]$ – динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.

Если подшипник принят по конструктивным соображениям (например, по диаметру внутреннего кольца), то расчетом проверяют его ресурс (в ч.):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \geq [L], \tag{16.11}$$

где $[L]$ – необходимый (заданный) ресурс.

Отметим, что для одних и тех же условий (характера нагрузок, частоты вращения, коэффициента работоспособности) могут быть использованы подшипники различных типов. При выборе типа подшипника учитывается его стоимость, а также опыт эксплуатации узлов, аналогичных проектируемому.

Контрольные вопросы:

28. Каково назначение валов и осей и как их классифицируют.
29. По каким напряжениям выполняют проектный расчет вала и почему при этом уменьшают допускаемые напряжения.
30. Основные критерии работоспособности валов и осей.
31. Зачем нужна проверка жесткости вала и какие параметры при этом определяют.
32. Расчет вала на усталостную прочность.
33. Подшипники скольжения.
34. Критерии работоспособности подшипников.
35. Расчеты подшипников качения.