

1. Требования к конструкциям узлов машин и методика конструирования

Машиной называют устройство, созданное человеком с целью облегчения или замены физического или умственного труда, для переработки материалов, энергии и информации. Соответственно различают машины технологические, энергетические и информационные. Машина выполняет свою работу за счет совершения механических движений ее элементов - механизмов и звеньев.

Механизмы и звенья состоят из отдельных, не поддающихся разборке, частей, называемых *детальями*. Детали, которые входят в состав самых различных машин, выполняя одну и ту же роль, называются *детальями общего назначения*. Их можно разделить на две основные группы: соединительные детали (болты, винты, шпильки, гайки, заклепки и т. п.) и детали передач (валы, оси, опоры осей и валов, муфты).

К современным машинам предъявляется много общих требований, главными из которых являются: высокая производительность; высокий коэффициент полезного действия; удобство и простота изготовления и обслуживания; надежность, долговечность и безопасность работы; малые масса и габаритные размеры.

Соответственно определяются основные требования и к деталям машин (рис. 1):

- прочность — деталь не должна разрушаться или получать остаточные деформации;
- жесткость — упругие деформации элементов детали должны быть весьма малы и не превышать допустимых, заранее заданных величин;
- износостойкость — в течение заданного срока работы износ не должен вызывать нарушения характера сопряжения деталей и не приводить к недопустимому уменьшению прочности;
- малая масса — деталь должна быть прочной, жесткой и износостойкой при минимальной массе и габаритных размерах;
- технологичность — форма и размеры детали должны быть такими, чтобы при ее изготовлении были наименьшие затраты труда и времени;
- соответствие государственным стандартам — отдельные конструктивные элементы деталей (например, резьба) или форма и размеры деталей в целом (болты, заклепки и др.) не могут быть выполнены по оригинальной разработке конструктора, а должны соответствовать единым нормативам.

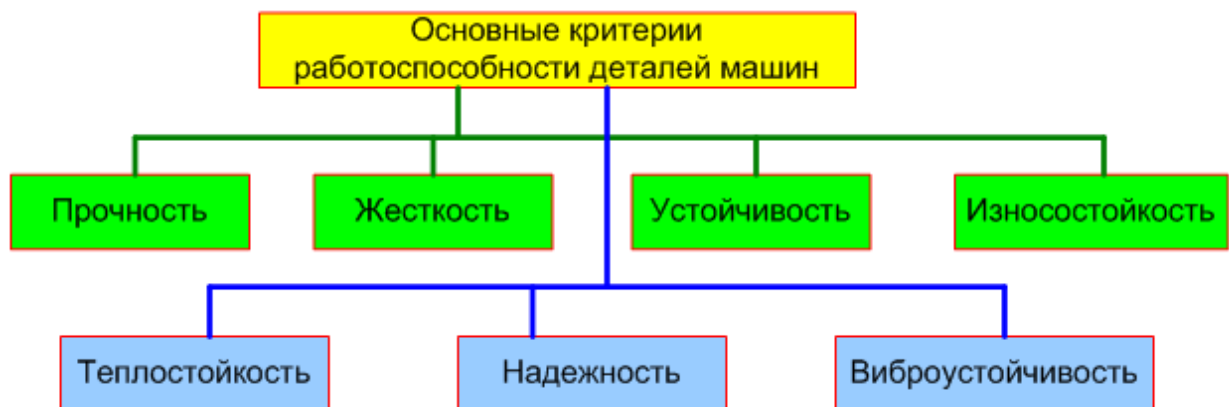


Рис. 1 - Основные требования к деталям машин

Перечисленные требования учитываются конструктором при создании проекта машины. Этот процесс, называемый проектированием, состоит из нескольких этапов. Вначале конструктор на основе проектного задания подбирает или создает принципиальную схему будущей машины и делает основные расчеты по определению действующих сил. По результатам расчетов определяются основные конструктивные размеры машины. Эта часть конструкторской работы называется эскизным проектированием.

Затем следует этап технического проектирования, во время которого разрабатываются

чертежи общих видов машины и ее узлов на основе более обстоятельных расчетов. И, наконец, во время рабочего проектирования на основе окончательных уточненных расчетов изготавливают чертежи отдельных деталей. Рабочие чертежи деталей содержат все необходимые данные для их изготовления, а по чертежам общих видов и узлов собирают машину.

Курс деталей машин включает в себя несколько разделов:

1. Механические передачи;
2. Соединения;
3. Валы и оси;
4. Опоры валов;
5. Уплотнительные устройства;
6. Соединительные муфты;
7. Корпусные детали.

2. Механические передачи трением и зацеплением.

2.1. Классификация механических передач

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя в процессе передачи его от двигателя к исполнительным органам машины. Необходимость введения передачи как промежуточного звена между двигателем и исполнительными органами машины связана с решением различных задач. Например, в автомобилях и других транспортных машинах требуется изменять величину скорости и направление движения, а на подъемах и при трогании с места в несколько раз увеличивать вращающий момент на ведущих колесах. Сам автомобильный двигатель не может выполнить эти требования, так как он работает устойчиво только в узком диапазоне изменения вращающего момента и угловой скорости. При выходе за пределы этого диапазона двигатель останавливается (глохнет). Подобно автомобильному двигателю, слабо регулируются многие другие двигатели, в том числе и большинство электродвигателей.

Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач.

Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности понижаются с увеличением его быстроходности. По этой причине экономически выгодно применять быстроходных двигатели с понижающей передачей, а не тихоходные двигатели без передачи. Роль понижающей передачи в современном машиностроении значительно возросла в связи с широким распространением быстроходных двигателей.

В некоторых случаях передачи используют как преобразователи вращательного движения в поступательное, винтовое и др.

В машиностроении применяют механические, электрические, гидравлические и пневматические передачи. Наиболее распространены механические передачи. В курсе деталей машин изучаются только механические передачи общего назначения.

Все механические передачи разделяют на две основные группы:

- передачи, основанные на использовании трения (ременные, фрикционные);
- передачи, основанные на использовании зацепления (зубчатые, червячные, цепные, винтовые).

Более полная классификация приводится на рис. 2.1.

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый.

Основные характеристики передач: мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, об/мин, или угловыми скоростями. Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики:

- коэффициент полезного действия (КПД)
- передаточное число.

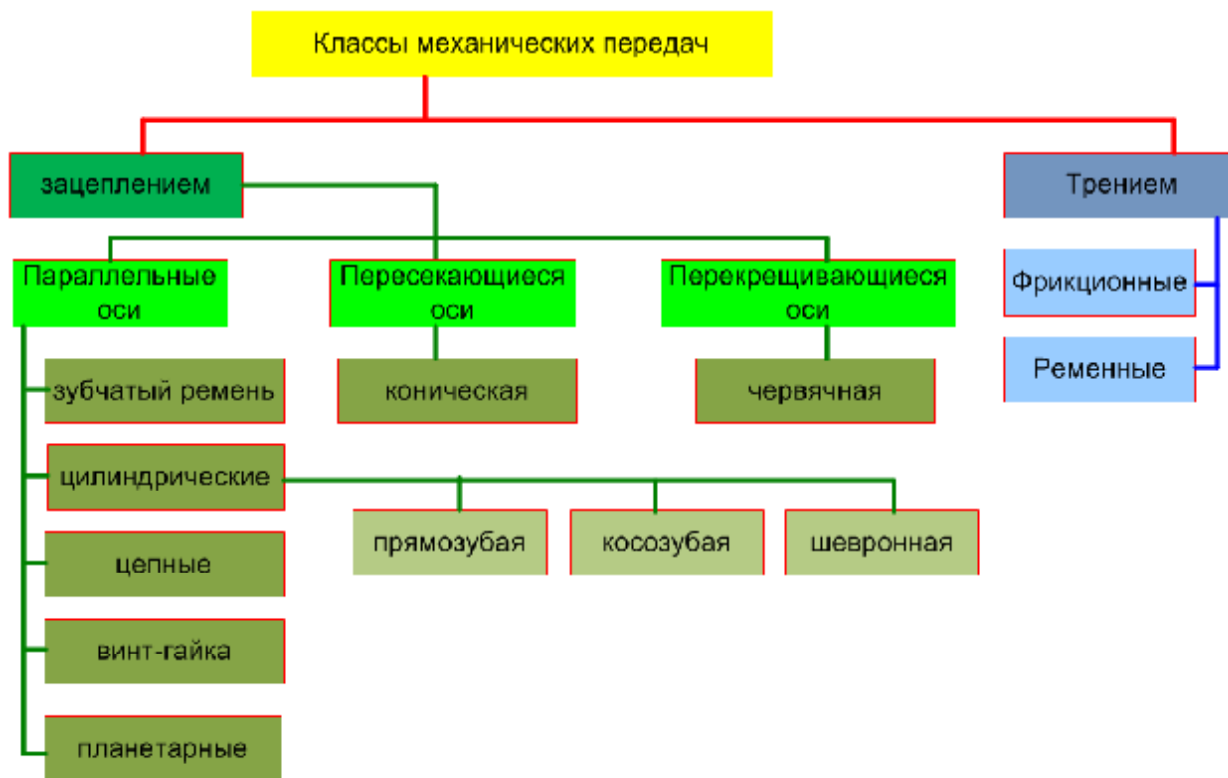


Рис. 2.1 – Классификация механических передач

Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Передачи выполняют с постоянным или переменным (регулируемым) передаточным отношением. Как те, так и другие широко распространены. Регулирование передаточного отношения может быть ступенчатым или бесступенчатым. Ступенчатое регулирование выполняют в коробках скоростей с зубчатыми колесами, в ременных передачах со ступенчатыми шкивами. Бесступенчатое регулирование производится с помощью фрикционных или цепных вариаторов. Применение того или иного способа регулирования передаточного отношения зависит от конкретных условий работы машины, которую обслуживает передача.

Механические передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т. п. Механические передачи бесступенчатого регулирования, применяемые в вариаторах, обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют меньшее распространение. Их применяют в основном для малых мощностей (до 10...15 кВт). Конкурентами этих передач являются электрическая и гидравлическая передачи, которые позволяют передавать большие мощности и имеют сравнительно простую систему автоматического регулирования.

При расчете передач используются известные зависимости между физическими величинами:

- выражение мощности P через окружную (тангенциальную) силу F_t , и окружную скорость v колеса, шкива, барабана и т. п.:

$$P = F_t v;$$

- выражение вращающего момента T через мощность P и угловую скорость:

$$T = P/\omega, \quad \text{где } \omega = 2\pi n, \quad n - \text{частота вращения.}$$

В понижающей передаче частота вращения n , а значит, и угловая скорость уменьшаются в u раз, где u – передаточное число.

Передаточное число рассчитывается как отношение числа оборотов на ведущем валу к числу оборотов на ведомом:

$$u = \frac{n_1}{n_2}$$

При понижении частоты вращения в результате передачи с ведущего вала на ведомый, если пренебречь потерями на трение, можно считать, что крутящий момент увеличивается почти во столько же раз.

Мощность при передаче от ведущего вала к ведомому в некоторой степени теряется вследствие трения. Учет этих потерь производится с помощью к.п.д. передачи:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta$$

Применение антифрикционных материалов – материалов, понижающих трение, а также хорошая смазка передачи позволяет снизить трение и, соответственно снизить потери энергии при работе передачи.

2.2 Зубчатые передачи

В курсе “Детали машин” изучают методы расчета зубчатых передач на прочность и долговечность. Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес (рис. 2.2).

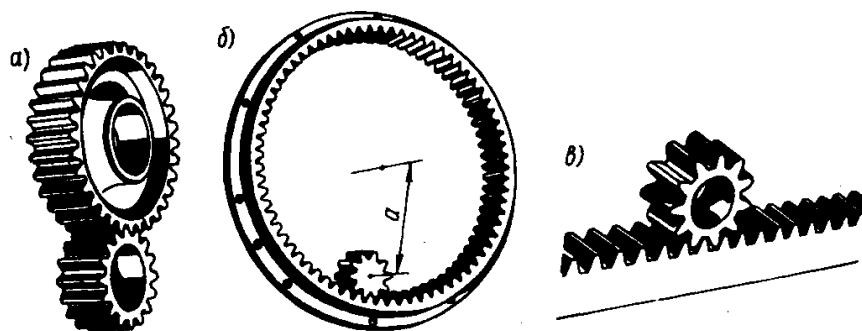


Рис. 2.2 - Зубчатые передачи

По расположению осей валов различают:

- передачи с параллельными осями (рис. 2.3, а), которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего (рис. 2.2, а) или внутреннего зацепления (рис. 2.2, б);
- передачи с пересекающимися осями — конические колеса (рис. 2.3, б);
- передачи с перекрещивающимися осями — цилиндрические винтовые, конические гипоидные (рис. 2.3, в).

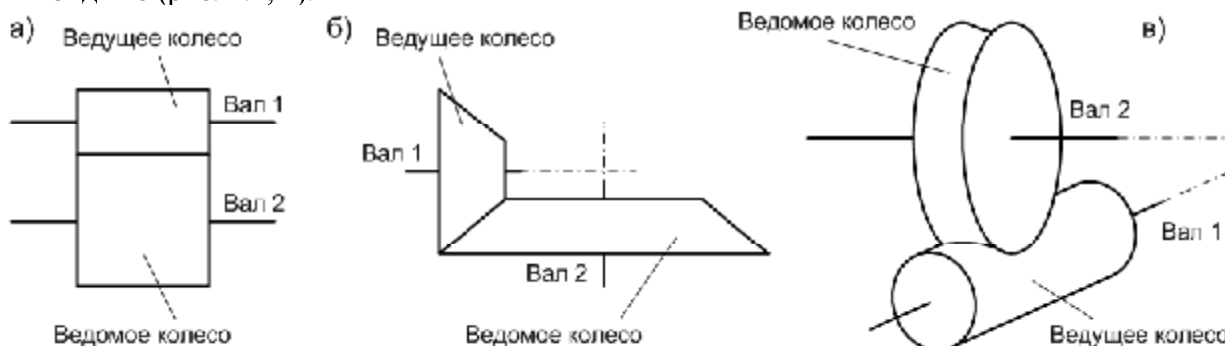


Рис. 2.3 – Классы передач по расположению валов

Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой (рис. 2.2, в).

По расположению зубьев на колесах различают передачи: прямозубые, косозубые и шевронные (рис. 2.4).

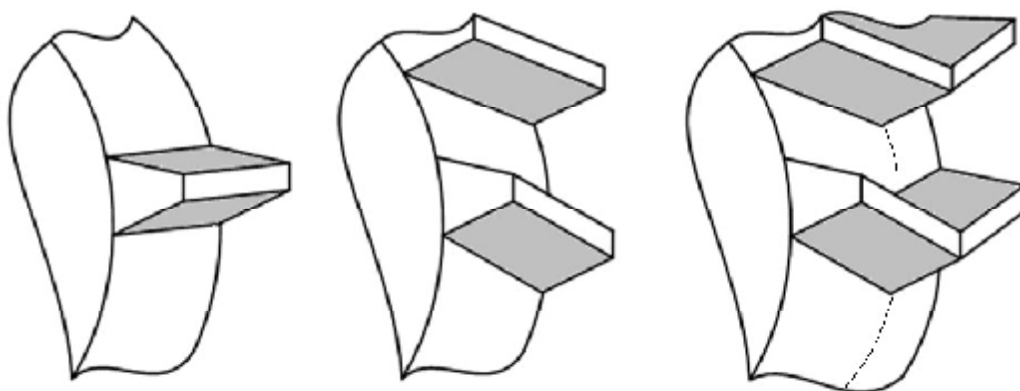


Рис. 2.4 – прямозубое, косозубое и шевронное зубчатое колесо

В редукторах рекомендуется применять передачи с передаточными числами:

$$u = 3,55 \quad 4,0 \quad 4,5 \quad 5,0 \quad 6,3.$$

По форме профиля зуба различают *эвольвентные* и *круговые*. В качестве основного профиля цилиндрических зубчатых колес принят эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 г. Он обладает рядом существенных технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль зуба предложен М. Л. Новиковым в 1954 г. По сравнению с эвольвентным он позволяет повысить нагрузку передач. Зубья, имеющие эвольвентный профиль, показаны на рис. 2.5 и рис. 2.6.

Основные преимущества зубчатых передач:

- высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты;
- большая долговечность и надежность работы;
- высокий КПД (до 0,97...0,98 в одной ступени);
- постоянство передаточного отношения (отсутствие проскальзывания);
- возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 150 м/с), мощностей (до десятков тысяч кВт) и передаточных отношений.

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить:

- повышенные требования к точности изготовления,
- шум при больших скоростях,
- высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки.

Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи наиболее широко распространены во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Из всех перечисленных разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические и винтовые передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

Краткие сведения о геометрии и кинематике. На рис. 2.5 показаны основные геометрические параметры зубчатой передачи.

Все понятия и термины, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы. Стандарты устанавливают термины, определения и обозначения, а также методы расчета геометрических параметров.

Основные параметры

1) Меньшее из пары зубчатых колес называют шестерней, а большее — колесом. Термин “зубчатое колесо” является общим.

2) Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса — 2. Кроме того, различают индексы, относящиеся: w — к начальной поверхности или окружности; b — к основной поверхности или окружности; a — к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; f — к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам,

относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

С учетом этих правил можно разобрать обозначения, приведенные на рис. 2.5.

a_w - межосевое расстояние – расстояние между осью ведущего и ведомого валов, числовых индексов 1 или 2 не имеет, т.к. относится к обоим зубчатым колесам.

d_1 и d_2 – делительные диаметры, соответственно, шестерни и колеса, буквенных индексов нет, т.к. величины относятся к делительной поверхности, диаметры не пересекаются, а только касаются друг друга в одной точке.

df_1 и df_2 – диаметры окружности впадин зубьев шестерни и колеса, расстояние отсчитывается до основания ножки зуба.

da_1 и da_2 – диаметры окружности вершин зубьев – окружности пересекаются друг с другом.

h – высота зуба.

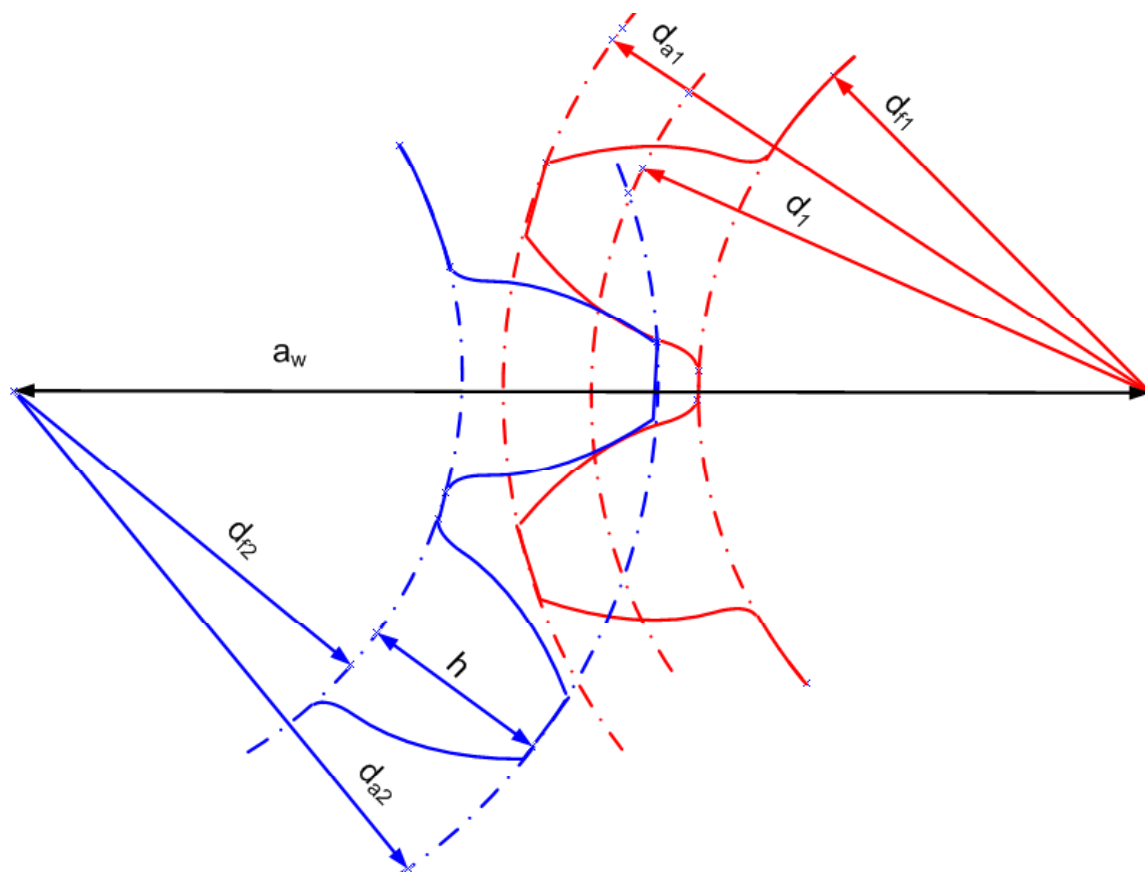


Рис. 2.5 - Геометрия зубчатой передачи.

Общие понятия о параметрах пары зубчатых колес и их взаимосвязи проще всего пояснить, рассматривая прямозубые колеса. При этом особенности косозубых колес рассматривают дополнительно.

z_1 и z_2 — число зубьев шестерни и колеса;

передаточное число зубчатой передачи может быть рассчитано как из отношения числа оборотов ведущего и ведомого валов, так и через отношение числа зубьев:

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

p — делительный окружной шаг (рис. 2.6) зубьев (равный шагу исходной зубчатой рейки);

$m = p/\pi$ — окружной модуль зубьев (основная характеристика размеров зуба, равная отношению шага зубьев к числу π). Значения модулей стандартизованы (ГОСТ 9563 — 80) в

диапазоне 0,05... 100 мм;

$d = p z / \pi = m z$ — делительный диаметр;

Другие диаметры можно вычислить на основе делительного диаметра:

$$d_a = d + 2m$$

$$d_f = d - 2,5m$$

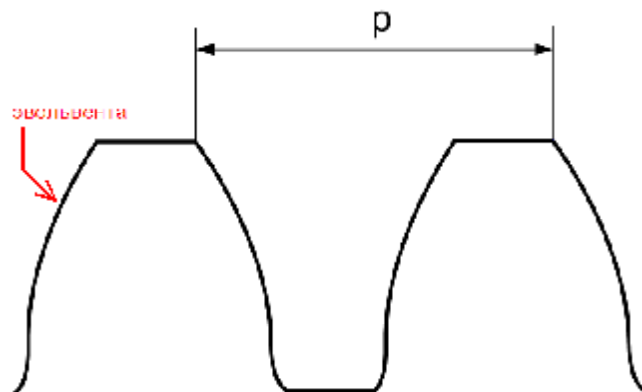


Рис. 2.6 – Шаг зубьев колеса

Два зубчатых колеса геометрически совместимы, если у них, очевидно, шаг зубьев одинаковый. Однако, стандартизовать шаг практически не удобно, т.к. его приходится рассчитывать через число π , которое имеет бесконечное число десятичных знаков после запятой:

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z}$$

Этого недостатка лишен модуль зубьев:

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z}$$

Именно поэтому зубчатые колеса передач стандартизуются по величине модуля.

При работе косозубой передачи (рис. 2.7) в зацеплении возникают:

- окружная сила F_t ;
- радиальная сила F_r ;
- осевая сила F_a .

Радиальная сила направлена вдоль линии, соединяющей центры окружностей колес, окружная - по касательной к окружности колес, осевая, же, сила, направлена вдоль оси вала.

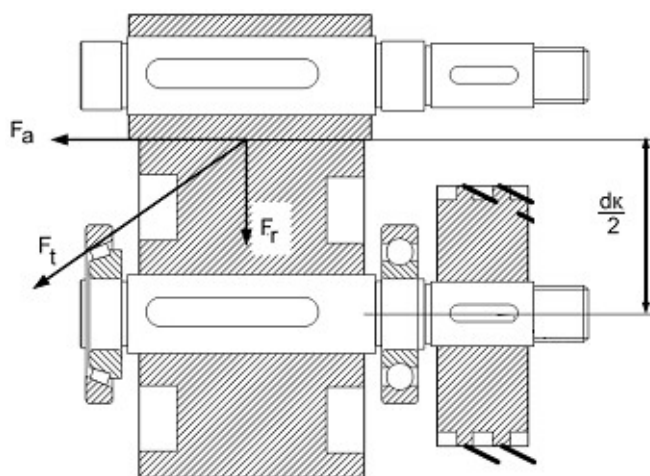


Рис. 2.7 – Силы, действующие в зацеплении косозубой передаче

В прямозубой передаче таких сил остается только две: окружная и радиальная. Осевая сила благодаря отсутствию наклона зубьев не возникает. Косозубые колеса при одинаковых размерах с прямозубой имеют несколько большую несущую способность благодаря большей ширине контактной поверхности.

Окружная сила рассчитывается через вращающий момент на колесе T_2 и плечо – радиус колеса:

$$F_t = \frac{T_2}{\frac{d_2}{2}} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Радиальная сила рассчитывается через окружную:

$$F_r = \frac{0,364 \cdot F_t}{\cos \beta}$$

Осевая сила рассчитывается также через окружную:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Межосевое расстояние определяется из условия прочности по контактным напряжениям. Формула межосевого расстояния выводится из формулы Герца при выполнении проектного расчета для упругого контакта двух цилиндров вдоль образующей:

$$a_w = 430(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}}$$

Коэффициент ψ_a называется коэффициентом ширины зубчатого колеса. Он определяет ширину венца колеса по отношению к межосевому расстоянию.

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w$$

Этот коэффициент назначается из ряда стандартных значений. При симметричном расположении зубчатых колес по отношению к подшипникам, что характерно для одноступенчатого цилиндрического редуктора рекомендуется выбрать значение $\psi_a = 0,315$.

$[\sigma]_H$ – допускаемое напряжение на контактную прочность. Эта величина определяет максимально допустимое напряжение в поверхностном слое зубчатого колеса, которое еще не вызывает поверхностного разрушения (выкрашивания). Оно напрямую зависит от твердости поверхности зубьев – чем выше твердость, тем больше допускаемое напряжение.

Полученное значение межосевого расстояния округляем в большую сторону до ближайшего числа из стандартного ряда:

40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355 и т.д.

Модуль передачи m является основным параметром стандартизации зубчатых колес. Два зубчатых колеса тогда попадут в зацепление, когда их модули равны.

Его величина определяется из условия прочности на изгиб. Чем больше величина модуля, тем шире основание зуба и, тем меньше напряжения изгиба.

Минимальное значение модуля, которое обеспечивает достаточную прочность на изгиб:

$$m = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot T_2}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F}$$

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение на изгибную прочность.

Полученное значение модуля передачи округляем в большую сторону до ближайшего стандартного числа из стандартного ряда.

1,0 1,25 1,5 1,75 2,0 2,25 2,5 2,75 3,0 3,5 4,0 4,5 5,0 и т.д.

После определения размеров зубчатого колеса можно приступить к его проектированию. При проектировании важно совместить несколько определяющих параметров. На рис. 2.8 показано зубчатое колесо и его составные части.

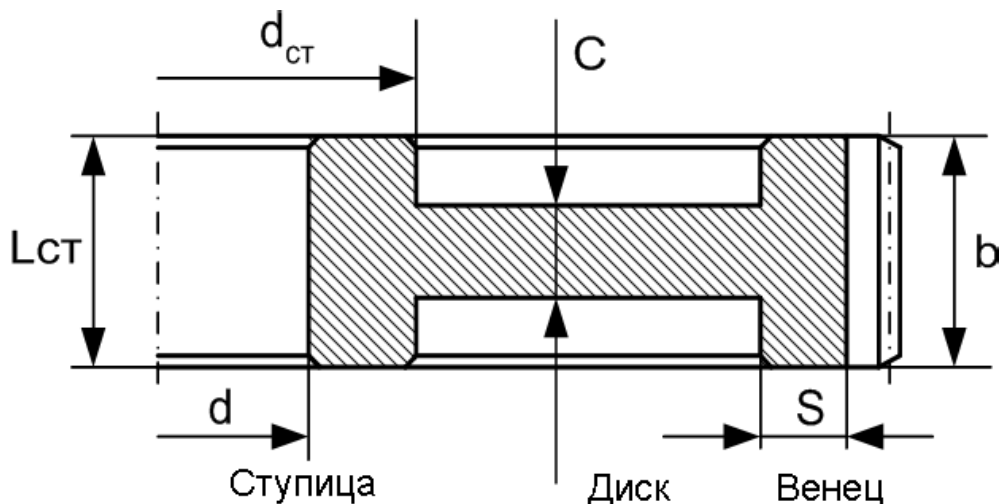


Рис. 2.8 – Половина колеса в разрезе

Ступицей колеса называют ту его часть, которая служит для посадки колеса на вал.

Для ступицы на рис. 2.8 показаны длина ступицы – $L_{ст}$, диаметр ступицы – $d_{ст}$ и посадочный диаметр d , который равен диаметру вала.

Основной частью зубчатого колеса, которое служит для непосредственно зацепления с другим колесом и несет, соответственно, на себе зубья, называют зубчатым венцом. На рис. 2.8 для венца показаны его ширина – b и толщина – S .

Зубчатый венец и ступица соединяются друг с другом диском. На рис. 2.8 для диска показан один размер – его толщина C .

Очевидно, что ширина венца не может быть больше длины ступицы. А вот наоборот, когда длина ступицы больше ширины венца бывает.

2.3. Коническая передача

Коническая передача образуется двумя коническими зубчатыми колесами (рис. 2.9), установленными на валах, оси которых пересекаются, как правило, под углом 90 градусов (рис. 2.10).

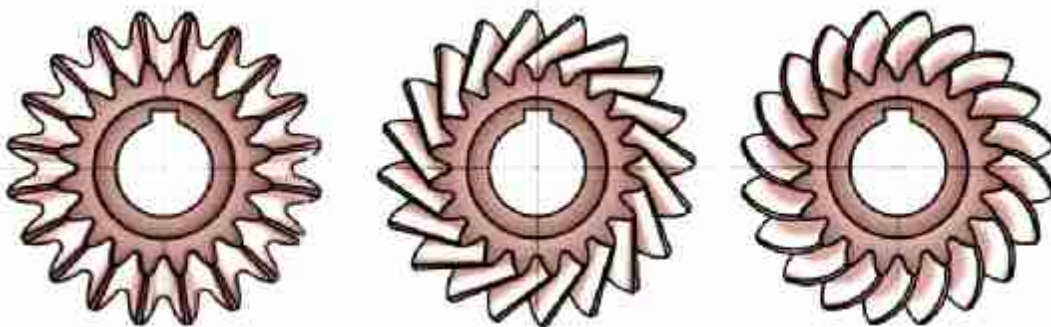


Рис. 2.9 – Конические зубчатые колеса с прямыми, тангенциальными, круговыми зубьями

К наиболее важным геометрическим параметрам зубчатых колес и передачи в целом

относятся:

- внешние делительные диаметры шестерни и колеса, соответственно d_{e1} и d_{e2} ;
- внешнее конусное расстояние R_e ;
- ширина зубчатого венца b ;
- углы делительных конусов шестерни и колеса, соответственно δ_1 и δ_2 .

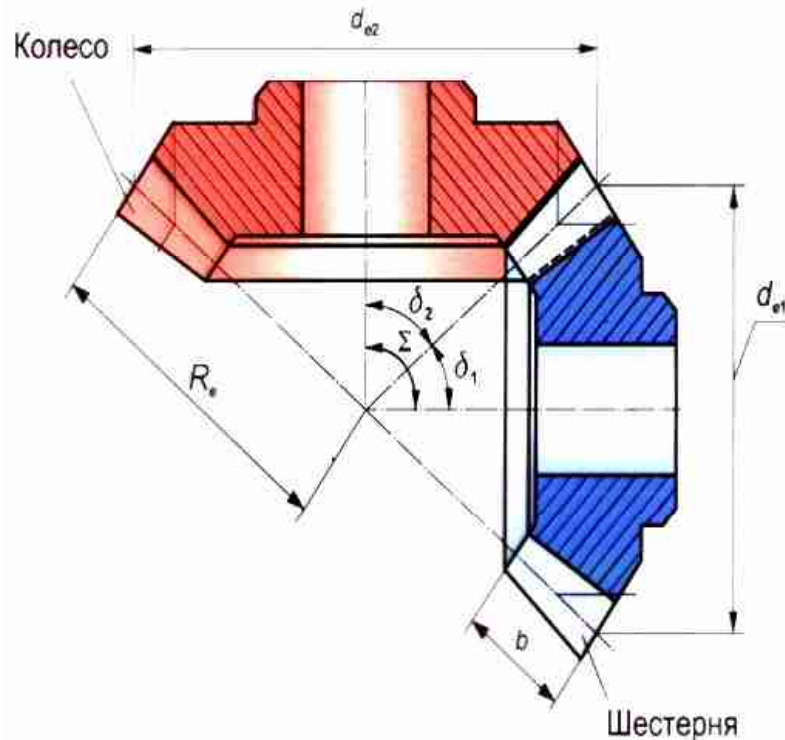


Рис. 2.10 – Конические зубчатые колеса в зацеплении

В отличие от цилиндрических передач, в которых параметром, определяющим габариты, является межосевое расстояние, в конической передаче этого параметра не существует – оси валов не параллельны. Поэтому расчеты всех размеров начинают с вычисления внешнего делительного диаметра колеса.

Диаметр внешней окружности колеса определяется из условия прочности по контактным напряжениям:

$$d_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2}{[\sigma]_H^2}} = \dots \text{мм}$$

Полученное значение диаметра округляют в большую сторону до стандартного числа из ряда:

50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400 и т.д.

Угол делительных конусов колеса и шестерни определяется по формуле:

$$\delta_2 = \arctg(u) = \dots \text{ рад, или в градусах } \delta_2 = \dots : 180 / \pi = \dots^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = \dots^\circ$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin(\delta_2)} = \dots \text{мм}$$

Ширина колес определяется по формуле:

$$b = 0,285 R_e = \dots \text{мм}$$

Модуль передачи является основным параметром стандартизации зубчатых колес.

Два зубчатых колеса тогда попадут в зацепление, когда их модули равны.

Его величина определяется из условия прочности на изгиб. Чем больше величина модуля, тем шире основание зуба и, тем меньше напряжения изгиба.

Минимальное значение модуля, которое обеспечивает достаточную прочность на изгиб:

$$m_e = \frac{14 \cdot T_2}{d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F} = \dots \text{мм}$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \dots$$

Число зубьев шестерни:

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

Полученное значение округляем в меньшую сторону до ближайшего целого числа.

Уточняем передаточное число. Оно могло измениться при округлениях. Фактическое передаточное число определяется отношением числа зубьев на колесе к числу зубьев шестерни:

$$u_{\text{факт}} = \frac{z_2}{z_1} = \dots$$

Отклонение фактического передаточного числа от требуемого не должно превышать 2,5%.

$$\Delta u = \frac{|u_{\text{факт}} - u|}{u} = \dots \leq 2,5\%$$

Если это условие не выполняется, нужно скорректировать числа зубьев шестерни и колеса.

Размеры зубчатых колес.

Углы делительных конусов и размеры зубчатых колес:

$$\delta_2 = \arctg(u) = \dots \text{ рад, или в градусах } \delta_2 = \dots : 180 / \pi = \dots^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = \dots^\circ$$

Делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_e = \dots \text{мм.}$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = z_2 \cdot m_e = \dots \text{мм.}$$

Силы в зацеплении.

Во время работы конической зубчатой передачи возникают 3 силы: радиальная, окружная и осевая сила.

Окружная сила рассчитывается по формуле:

$$F_t = \frac{T_2}{0,857 \cdot \frac{d_{e2}}{2}} = \frac{2 T_2}{0,857 \cdot d_{e2}} 1000 = \dots H$$

Радиальная сила на шестерне рассчитывается через окружную:

$$F_{r1} = 0,364 \cdot F_t \cdot \cos \delta_1 = \dots H$$

Осевая сила на шестерне рассчитывается через окружную:

$$F_{a1} = 0,364 \cdot F_t \cdot \sin \delta_1 = \dots H$$

Осевая сила на колесе равна радиальной силе на шестерне:

$$F_{a2} = F_{r1} = \dots H$$

Радиальная сила на колесе равна осевой силе на шестерне:

$$F_{r2} = F_{a1} = \dots H$$

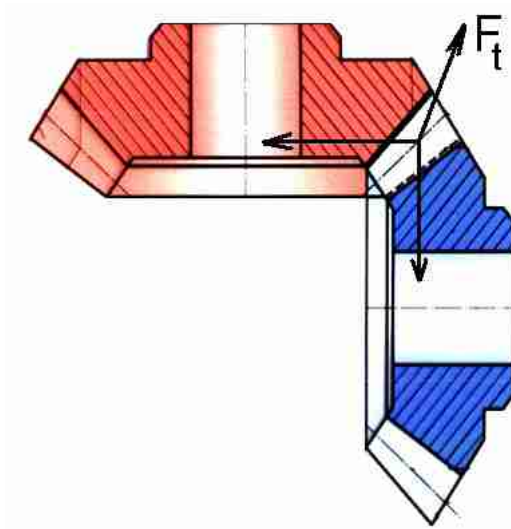


Рис. 2.11 – Силы, действующие в зацеплении конической передачи

Условие прочности на изгиб: расчетные напряжения изгиба у оснований зубьев колеса должны быть меньше допускаемых:

$$\sigma_{F2} = \frac{1,4 \cdot Y_{F2} \cdot F_t}{b \cdot m_e} = \dots \leq 1,1 \cdot [\sigma]_F$$

Если условие прочности не выполняется, необходимо выбрать другой материал и вид термообработки.

Условие прочности для шестерни. Расчетное напряжение изгиба для шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \sigma_{F2} = \dots \leq 1,1 \cdot [\sigma]_F$$

Проверка зубьев колес на контактную прочность.

$$\sigma_H = 2120 \cdot \sqrt{\frac{u \cdot T_2}{d_e^3}} = \dots \leq [\sigma]_H$$

Если условие контактной прочности не выполняется – следует увеличить диаметр колеса. Это приведет к снижению напряжений.

После завершения расчет приступают к проектированию зубчатых конических колес. Если диаметры колес невелики, их проектируют в исполнении, показанном на рис. 2.11. В том случае, когда габариты колеса существенны, для уменьшения веса колеса его проектируют в исполнении, показанном на рис. 2.12. Все обозначения размеров, показанные на этом рисунке, были рассмотрены при изучении цилиндрических зубчатых колес (рис. 2.8) и здесь дополнительно не поясняются.

Конические передачи, как правило, являются передачами закрытого типа. Они помещаются в корпус редуктора и подвергаются жидкой смазке. Варианты редукторов с расположением осей валов в горизонтальной и вертикальной плоскостях, показаны на рис. 2.13.

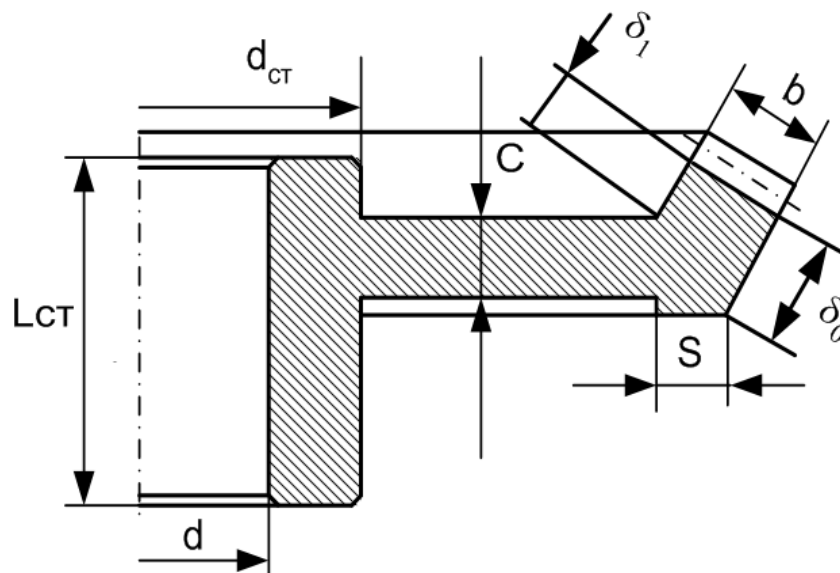


Рис. 2.12 – Половина конического зубчатого колеса в разрезе

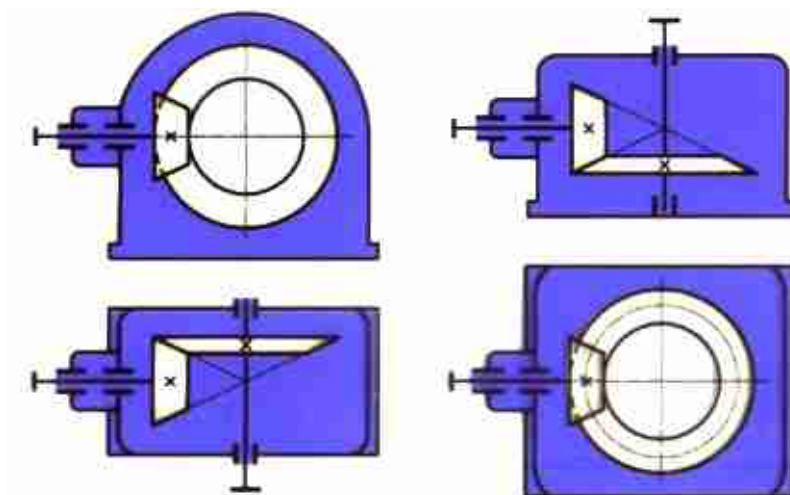


Рис. 2.13 – Схемы редукторов с расположением валов в горизонтальной и вертикальной плоскостях

2.4 Червячные передачи

Червячные передачи – это передачи *зацеплением* с перекрещивающимися осями (рис. 2.14).

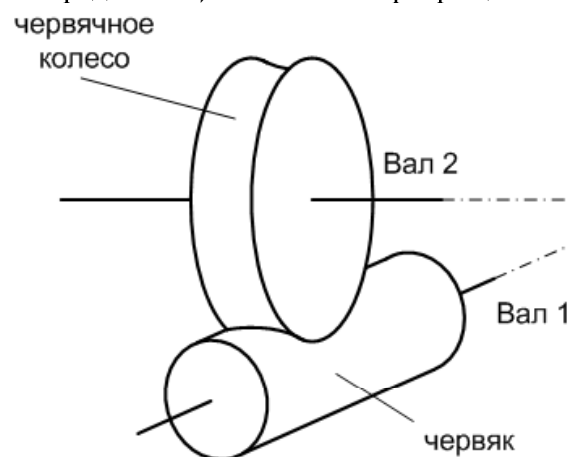


Рис. 2.14 – червячная передача – передача с перекрещивающимися осями

На рис. 2.15 показан червяк с торца, да еще в разрезе. На виде же сбоку он напоминает винт (рис. 2.16), т.к. станут видны его витки.

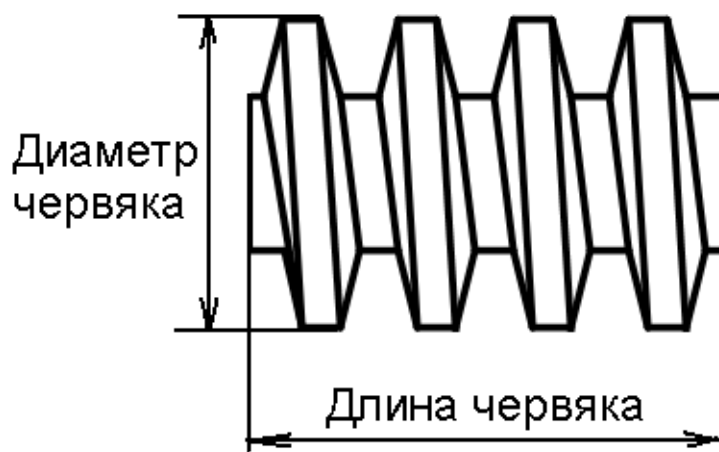


Рис. 2.16 – Витки червяка

2.4 Ременные передачи

Ременные передачи – это передачи *гибкой связью*, состоящие из ведущего и ведомого шкивов и надетого на них ремня (рис. 2.17). В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов. Основное *назначение* – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения.

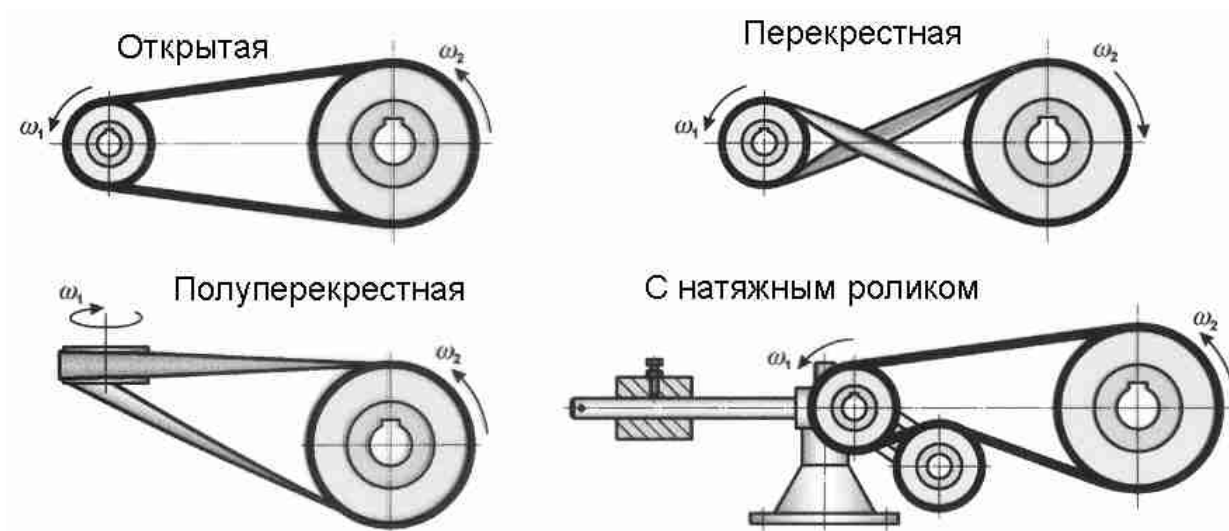


рис. 2.17 - Схемы ременных передач

Классификация передач

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

Ремни передач трением *по форме поперечного сечения* разделяются на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные (рис. 2.18).

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 ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Плоские ремни (рис. 2.18 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.

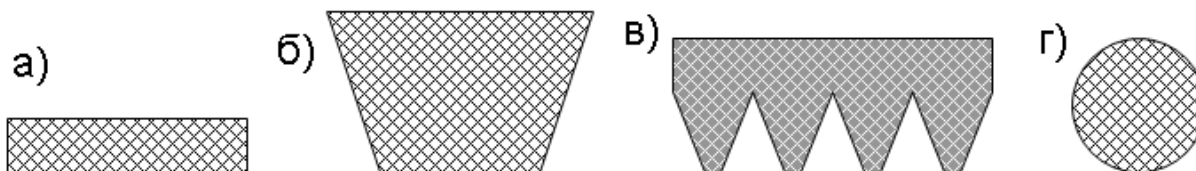


Рис. 2.18 - Формы сечения ремней

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.

Клиновыи ремни (рис. 2.18 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.

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.

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.

Поликлиновыи ремни (рис. 2.18 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.

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

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

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

Достоинства и недостатки ременных передач трением

Достоинства:

1. возможность передачи движения на значительные расстояния;
2. возможность работы с высокими скоростями;
3. плавность и малозумность работы;
4. предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов;
5. защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву;

6. простота конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы;
7. малая стоимость.

Недостатки:

1. значительные габариты;
2. значительные силы, действующие на валы и опоры;
3. непостоянство передаточного отношения;
4. малая долговечность ремней в быстроходных передачах;
5. необходимость защиты ремня от попадания масла.

Основные геометрические соотношения

При проектировании ременных передач определяют (рис. 2.19): угол между ветвями ремня γ , угол охвата ремнем малого шкива α_1 , длину ремня L и при использовании бесконечных ремней – межосевое расстояние a . Расчетные диаметры шкивов и длины ремней определяют по нейтральному слою поперечного сечения ремня.

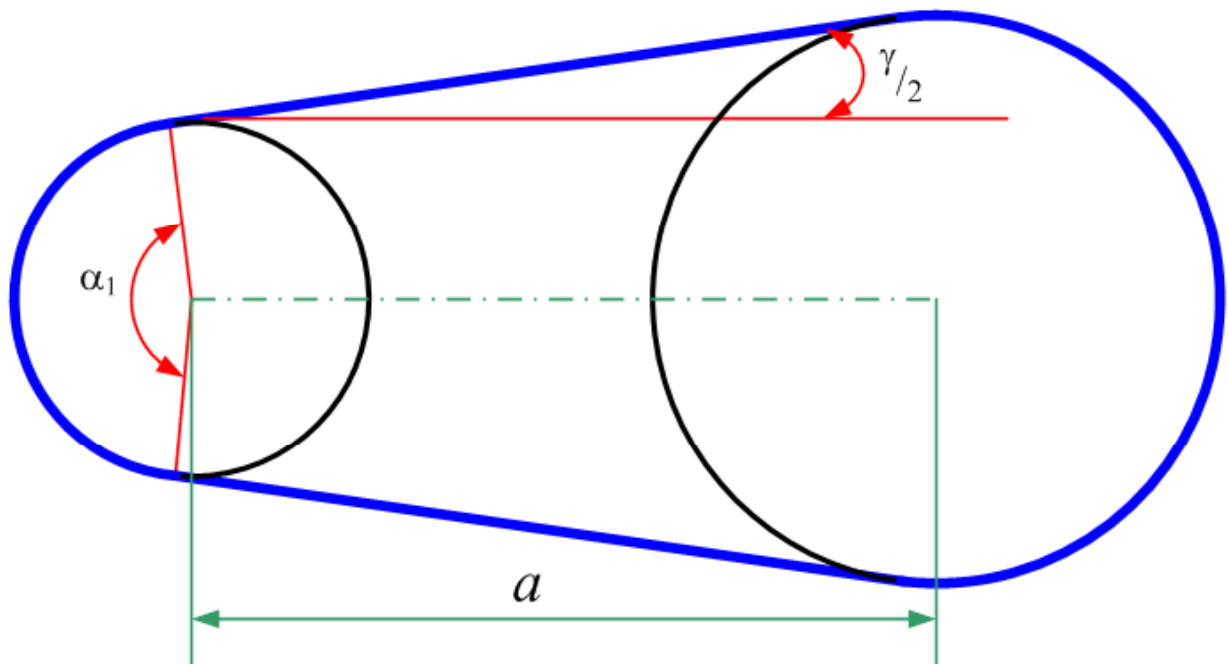


Рис. 2.19 Геометрические соотношения для ременной передачи

Угол между ветвями ремня в радианах:

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

где

угол охвата ремнем малого шкива в градусах:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^\circ \approx 180 - \frac{2\Delta}{a} 57,3^\circ \quad \Delta = (d_2 - d_1)/2$$

Длина ремня (без учета его деформации на шкивах) определяется как сумма длин прямолинейных участков и длин дуг охвата ремнем малого и большого шкивов:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \gamma \frac{(d_2 - d_1)}{2}$$

Окружные скорости (м/с) на шкивах:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

Передаточное отношение можно определить как отношение диаметра большого шкива к диаметру малого шкива с учетом проскальзывания:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi_y)}$$

где ξ_y – коэффициент упругого проскальзывания ремня на шкивах. Обычно упругое скольжение находится в пределах 0,01...0,02 и растет с увеличением нагрузки. Окружная сила на шкивах (Н):

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{10^3 \cdot P_1}{v_1}$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем шкиве диаметром d_1 P_1 – мощность на ведущем шкиве.

Сила начального натяжения ремня F_0 должна обеспечивать передачу полезной нагрузки за счет сил трения между ремнем и шкивом. При этом натяжение должно сохраняться долгое время при удовлетворительной долговечности ремня. С ростом силы несущая способность ременной передачи возрастает, однако срок службы уменьшается.

Максимальные суммарные напряжения возникают на дуге сцепления ремня с малым (ведущим) шкивом:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_y$$

Центробежная сила вызывает нормальные напряжения в ремне, как во вращающемся кольце:

$$\sigma_u = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}$$

Нормальные напряжения растяжения в ведущей ветви:

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{b \cdot \delta}$$

При изгибе ремня на шкиве наибольшие напряжения изгиба возникают на малом шкиве и равны:

$$\sigma_u = E \frac{\delta}{d_1}$$

2.5. Цепные передачи

Цепные передачи – это передачи *зацеплением* и *гибкой связью*, состоящие из ведущей и ведомой звездочек и охватывающей их цепи. В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи. Передачи используют в сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, текстильных и полиграфических машинах, мотоциклах, велосипедах, автомобилях, нефтебуровом оборудовании.

Достоинства и недостатки цепных передач

Достоинства:

1. возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
2. меньшие, чем у ременных передач, габариты;
3. отсутствие проскальзывания;
4. высокий КПД;
5. относительно малые силы, действующие на валы;
6. возможность передачи движения нескольким звездочкам;

7. возможность легкой замены цепи.

Недостатки:

1. неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения;
2. непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек;
3. необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи;
4. необходимость смазывания и регулировки.

Основной геометрической характеристикой цепи является шаг P – расстояние между осями соседних шарниров (рис. 2.20). Большинство стандартных цепей имеют шаг, кратный 1 дюйму (25,4 мм).

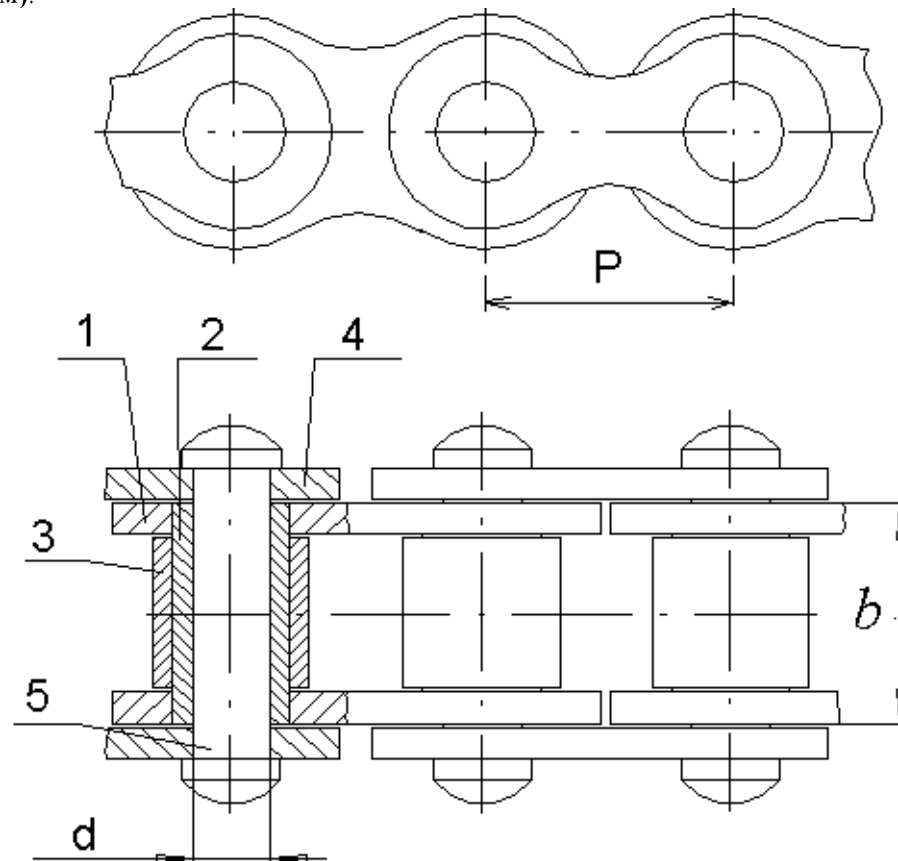


Рис. 2.20 - Устройство цепной передачи

Наиболее широко применяют **роликовые цепи**, которые образуются из последовательно чередующихся внутренних и наружных звеньев. Внутренние звенья состоят из внутренних пластин 1 и запрессованных в их отверстия гладких втулок 2, на которых свободно вращаются ролики 3. Наружные звенья состоят из наружных пластин 4 и запрессованных в их отверстия валиков 5. Концы валиков после сборки расклепывают. Благодаря натягу в соединениях наружных пластин с валиками и внутренних пластин со втулками и зазору между валиком и втулкой образуется шарнирное соединение.

Многорядные цепи с числом рядов от двух до восьми собирают из деталей с такими же размерами, что и однорядные, кроме валиков имеющих соответственно большую длину. Нагрузочная способность цепей почти прямо пропорциональна числу рядов, что позволяет в передачах с многорядными цепями уменьшить шаг, радиальные габариты звездочек и динамические нагрузки.

Соединение концов цепей в замкнутый контур осуществляют с помощью соединительных и переходных звеньев. Соединительное звено, используемое при четном

числе звеньев цепи, отличается от обычного наружного тем, что одна из его пластин надевается на концы валиков свободно и фиксируется на валиках замками и шплинтами. В случае необходимости использования цепи с нечетным числом звеньев применяют изогнутые переходные звенья, которые являются слабым местом цепи.

В обозначении приводных цепей указывают число рядов цепи (если оно больше одного), тип цепи, ее шаг и разрушающую силу. Пример обозначения в соответствии с ГОСТ 13568-75 - 2ПР-25,4-114000 – двухрядная приводная роликовая цепь с шагом 25,4 мм и разрушающей силой 114000 Н.

Критерии работоспособности цепных передач

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам:

1. **Износ шарниров**, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.
2. **Усталостное разрушение пластин** по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжелонагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.
3. **Проворачивание валиков и втулок** в пластинах в местах запрессовки, связанное с низким качеством изготовления.
4. **Усталостное выкрашивание и разрушение** роликов.
5. **Недопустимое провисание** ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.
6. **Износ зубьев** звездочек.

Ресурс цепных передач в стационарных машинах должен составлять 10...15 тыс. ч., он чаще всего ограничивается долговечностью цепи.

Материалы и термическая обработка деталей цепей

Пластины цепей должны обладать высоким сопротивлением усталости, поэтому их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, термообработка – объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40...50HRCЭ.

Основное требование к деталям шарниров – валикам и втулкам – износостойкость рабочих поверхностей. Валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15Х, 12ХН3, 18ХГТ и др., после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65HRCЭ. Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3...12 раз по сравнению с цементацией.

Твердость поверхности роликов должна быть не ниже 43,5HRC.

Основные параметры цепных передач

Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются от долей до сотен киловатт, обычно до 100 кВт; **межосевые расстояния** достигают 8 м.

Частоты вращения звездочек и скорость цепи ограничиваются величиной силы удара в зацеплении, износом шарниров и шумом передачи. Скорость цепи обычно до 15 м/с, но в передачах высокого качества при эффективном смазывании достигает 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot P}{60000}$$

где Z_1 – число зубьев малой звездочки; n_1 – частота ее вращения, об/мин; P – шаг цепи, мм.

Передаточное число определяют из условия равенства средней скорости цепи на звездочках:

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

Передаточное число ограничивается габаритами передачи, диаметром большой звездочки, малостью угла охвата цепью малой звездочки. Обычно u не превышает 7.

Числа зубьев звездочек. Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ.

Минимальное число зубьев малой звездочки для силовых передач общего назначения выбирают по эмпирической зависимости:

$$z_{1\min} = 29 - 2u$$

При низких частотах вращения может быть уменьшено до 13.

Число зубьев большой (ведомой) звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

Предпочтительно принимать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Делительные диаметры звездочек определяют по расположению центров шарниров цепи на зубьях звездочек:

$$d_1 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_1)} \qquad d_2 = \frac{P}{\sin(180^\circ / z_2)}$$

Межосевое расстояние и длина цепи.

Число звеньев цепи зависит от межосевого расстояния, шага и чисел зубьев звездочек:

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

Полученное значение округляют до ближайшего большего четного числа. Четное число звеньев цепи позволяет избежать применения переходных звеньев при соединении концов цепи.

Межосевое расстояние (без учета провисания цепи) определяют как больший корень квадратного уравнения:

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

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Для этого межосевое расстояние уменьшают на (0,002...0,004).

Окружная сила на звездочках (Н):

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{10^3 \cdot P_1}{v_1}$$

Шаг цепи рассчитывается через допускаемое давление на ролики:

$$t \geq 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,19 \cdot T_1}{z \cdot [p] \cdot m}}$$

где $[p]$ – допускаемое давление на ролики цепи, m – число рядов цепи. Стандартизация цепей производится по величине шага цепи. Если шаг цепи и звездочек одинаковы, то их зацепление возможно.

3. Оси и валы

Оси и валы — детали, несущие на себе вращающиеся части машин: зубчатые колеса, шкивы, барабаны, звездочки и т. д. Основным признаком, отличающим вал от оси, является наличие вращающего момента. Например, заднее колесо велосипеда посажено на вал, т.к. он передает вращающий момент от цепной передачи к заднему колесу. Переднее колесо того же велосипеда удерживается на оси, потому что она не передает никакого вращающего момента. Оси только несут на себе части машин, а следовательно, подвергаются только изгибу. Валы, кроме того, еще и передают вращающий момент, а значит, подвергаются одновременному действию изгиба и кручения. Валы и оси обычно представляет собой сплошное или полое ступенчатое тело цилиндрической формы (рис. 3.1).

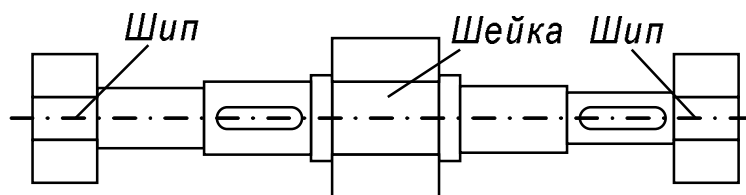


Рис. 3.1. Эскиз вала или оси

Оси бывают вращающиеся и неподвижные. Например, вагонная ось вместе с закрепленными на ней колесами вращается, а ось велосипеда неподвижна и колесо вращается относительно нее. Наиболее распространенные прямые валы по форме не отличаются от осей. Оси рассчитывают, как балки, на поперечный изгиб, а валы — на сложное сопротивление (изгиб с кручением).

Место посадки вала в корпус машины называется цапфой. Цапфы бывают двух видов: шейки и шипы. Шипами называют наружные участки вала, предназначенные для посадки в корпус с помощью опор. Внутренние участки для посадки вала называют шейками. Большая часть валов крепится в корпусе только на двух крайних опорах — шипах. Валы и с шипами, и с шейками используются реже. Дополнительные внутренние опоры приходится устанавливать в случае значительных сил, действующих на вал для повышения прочности.

4. Опоры осей и валов (подшипники)

Вращающиеся оси и валы своими цапфами (шипами и шейками) опираются на неподвижные опоры (подшипники). В зависимости от характера трения между вращающимися и неподвижными деталями различают опоры скольжения и опоры качения.

Подшипники скольжения. Простейшая опора скольжения для цапфы вала выполняется в виде отверстия в станине или корпусе машины. Однако такая опора после износа не может быть восстановлена — приходится заменять весь корпус машины. Поэтому целесообразней делать опоры в виде самостоятельного узла — втулки с фланцем (рис. 4.1). Еще более совершенной конструкцией, в которой внутрь такого подшипника запрессовывается сменная втулка из специального антифрикционного материала (например, бронзы), поэтому при износе заменяют не весь подшипник, а лишь втулку.

Удобство монтажа и демонтажа, а также относительная простота конструкции являются достоинствами подшипников скольжения. Однако у них есть и существенные недостатки, в первую очередь — большие потери мощности на преодоление трения скольжения. Несколько снизить трение в подшипниках скольжения можно, если использовать антифрикционные материалы и эффективную смазку.

Подшипники качения. Широкое применение подшипников качения объясняется малой потерей мощности на трение. Считается, что потери на трение в одной паре подшипников качения при достаточной смазке не превышают 1% мощности. Таким образом, в расчетах к.п.д. подшипника принимают равным числу 0,99.

Подшипник качения (рис.4.2 а—в) состоит из внутреннего 2 и наружного 1 колец, тел качения 3 (в данном случае шарики) и сепаратора 4. Внутреннее кольцо обычно жестко насаживается на вал, а наружное закрепляется в корпусе. Между вращающимся и неподвижным кольцами расположены тела качения, удерживаемые на постоянном расстоянии друг от друга сепаратором (слово сепаратор означает — разделитель). В зависимости от формы тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые, а в зависимости от числа рядов тел качения— на одно-, двухрядные и многорядные.

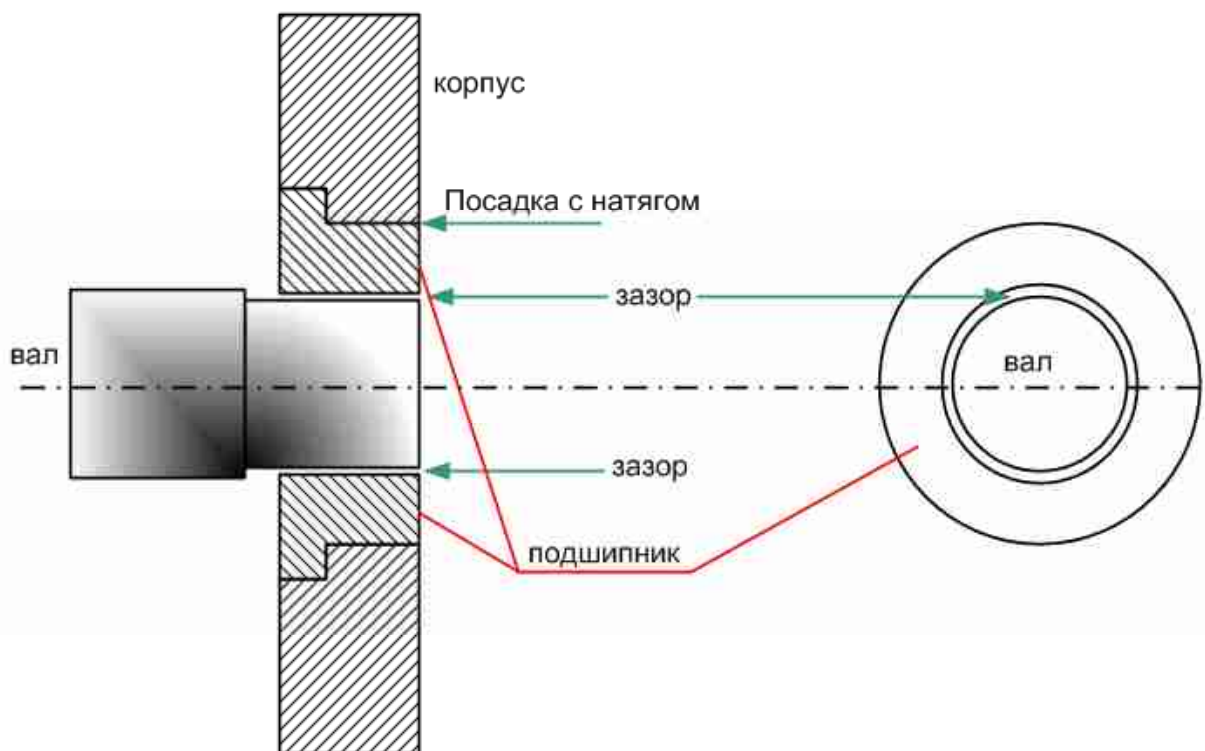


Рис. 4.1 - Подшипник скольжения

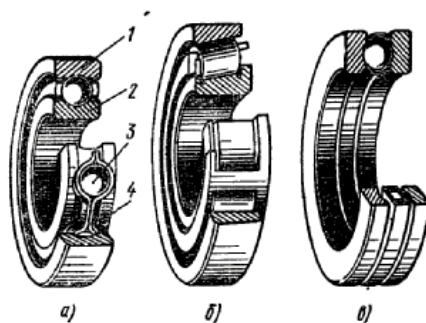


Рис. 4.2 - Подшипники качения:

- а — шариковый радиальный однорядный,
- б — роликовый конический радиальноупорный,
- в — шариковый упорный одинарный;
- 1 — наружное кольцо, 2 — внутреннее кольцо, 3 — шарик, 4 — сепаратор.

По характеру нагрузок, для восприятия которых предназначен подшипник, их разделяют на радиальные, осевые (упорные) и радиально-упорные. Радиальные подшипники предназначены для противодействия таким внешним силам, которые направлены перпендикулярно продольной оси подшипника (вала), т. е. по линии, совпадающей с одним из радиусов этих деталей. Осевые подшипники удерживают вал от осевых перемещений, т. е. перемещений в направлении продольной оси подшипника (вала). И, наконец, радиально-

упорные подшипники одновременно противодействуют как радиальным, так и осевым перемещениям валов.

Все подшипники качения стандартизованы. В зависимости от соотношения радиальных и осевых размеров их разделяют на серии: легкую, среднюю, тяжелую. При одинаковом внутреннем диаметре подшипники легкой серии имеют меньшую ширину и наружный диаметр, чем подшипники средней серии. Аналогичное соотношение размеров у подшипников средней и тяжелой серий. Подшипники различаются также по нагрузочной способности, т. е. по способности в течение определенного срока выдерживать без разрушения заданную нагрузку при заданной угловой скорости вращения вала.

В справочных таблицах указан коэффициент работоспособности, характеризующий нагрузочную способность, по которому выбирают подшипник для конкретных условий работы.

5. Упругие элементы.

Упругие элементы машин служат для демпфирования ударов и толчков при работе. Их классифицируют по воспринимаемой деформации. Упругие элементы, воспринимающие деформацию сжатия или растяжения называют пружинами (см рис. 5.1 и 5.2), деформацию кручения называют торсионами (рис. 5.3), деформацию изгиба – рессорами (рис.5.4).



Рис. 5.1 - Пружины сжатия.

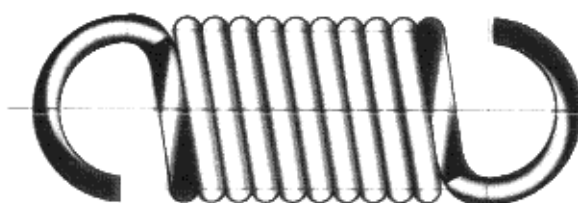


рис.5.2. Пружины растяжения.



Рис. 5.3 - Пружины кручения.

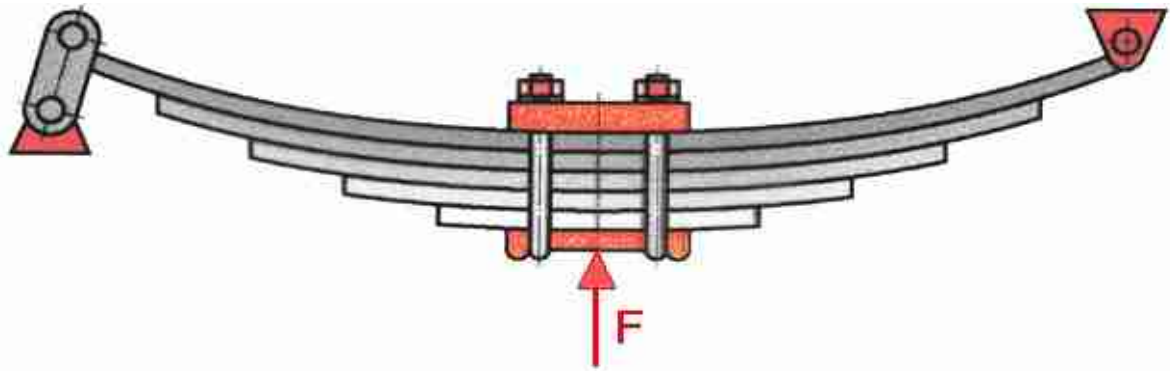


Рис. 5.4 - Пружины изгиба (рессоры).

6. Муфты приводов.

Муфтами приводов называют устройства, соединяющие валы совместно работающих агрегатов и передающие вращающий момент. Основное назначение муфт – соединение валов и передача вращающего момента. Муфты могут выполнять еще ряд важных дополнительных функций. По этому признаку и классифицируют муфты. Существует класс **постоянных** (нерасцепляемых) муфт, обеспечивающих постоянное, в течение всего времени эксплуатации машины, соединение валов. Основной характеристикой нагруженности муфты является вращающий момент T /

Муфты, постоянно соединяющие валы.

Глухие муфты.

Длинные валы по условиям изготовления, сборки и транспортировки иногда делают составными. В этом случае отдельные части вала соединяют глухими муфтами. В некоторых случаях эти муфты применяют и для соединения строго соосных валов агрегатов.

Втулочные муфты. Втулочная муфта представляет собой втулку надеваемую с зазором на концы валов. Муфта отличается малыми габаритами по диаметру, но усложняет монтаж из-за необходимости больших осевых смещений соединяемых агрегатов. Материал втулок – конструкционная сталь (ст.5, ст.3). Втулочные муфты применяют для соединения валов диаметром до 70 мм.

Фланцевые муфты. Фланцевая муфта состоит из двух одинаковых полумуфт, выполненных в виде ступицы с фланцем. Фланцы соединяют болтами.

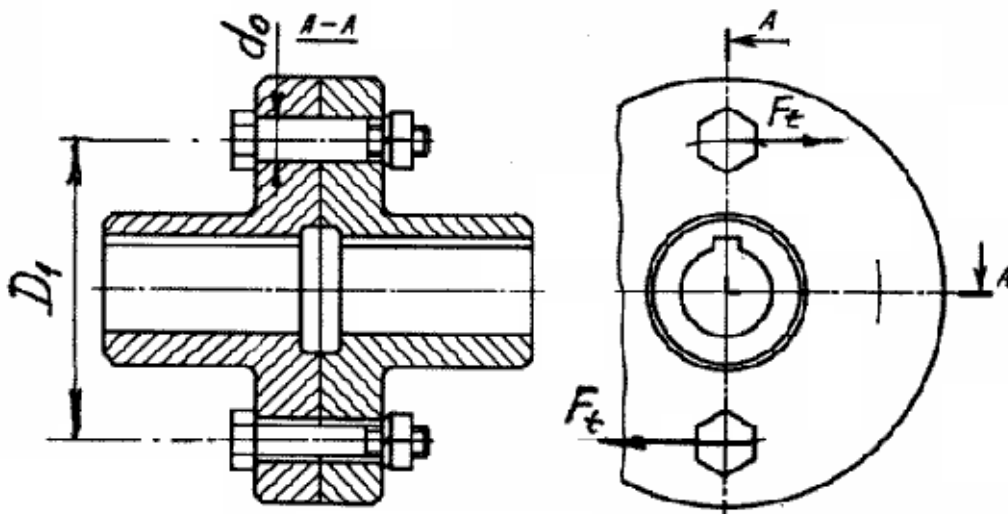


Рис. 6.1 - Устройство фланцевой муфты

Половину болтов устанавливают во фланцах полумуфт без зазора. Тогда центрирование полумуфт осуществляют эти болты. В результате завинчивания гаек фланцы прижимаются силами затяжки болтов, и на торцах фланцев возникает момент сил трения. Вращающий момент с одной полумуфты на другую передается стержнями болтов, поставленных без зазора, и силами трения на фланцах.

Материал полумуфт – стали 40 и 35 Л. Возможно применение чугунов СЧ 30. На фланцевые муфты имеется стандарт для вращающих моментов от 8 до 45000 Нм.

Компенсирющие муфты.

Для соединения валов с несопадающими осями (несоосные валы) применяют компенсирующие муфты. Благодаря своей конструкции эти муфты обеспечивают работоспособность машины даже при взаимных смещениях валов. Однако необходимо помнить, что валы и опоры при этом дополнительно нагружаются радиальными и осевыми силами и изгибающими моментами. Следует подчеркнуть, что с ростом смещений валов ресурс самой муфты падает.

Упругие муфты.

Упругие муфты отличаются наличием упругого элемента и являются универсальными в том смысле, что, обладая некоторой крутильной податливостью, эти муфты также являются компенсирующими.

Упругие муфты способны смягчать толчки и удары вращающего момента, вызванные технологическим процессом или выбором зазора при пусках и остановках машины. При этом кинетическая энергия удара аккумулируется муфтой во время деформации упругого элемента, превращаясь в потенциальную энергию деформации.

Упругие муфты, являясь эффективным и недорогим средством снижения вредных динамических нагрузок в приводах машин.

Муфты сцепные

Сцепные муфты соединяют и разъединяют неподвижные или вращающиеся валы.

Муфты предохранительные

Эти муфты являются предохранителем дорогих деталей в машинах (зубчатые колеса, валы и др.) от случайных перегрузок. Перегрузки могут быть вызваны: особенностями рабочих процессов машин (дробильные, землеройные и др.); изменением условий работы машины (прекращение подачи смазочного материала, появление заедания и др.); условиями работы машин (ударного действия).

7. Соединения деталей машин

7.1 Классификация соединений

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и пр.) и неподвижные (резьбовые, сварные, шпоночные и др.). Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи обусловлены целесообразностью расчленения машины на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т. п.

Неподвижные связи в технике называют соединениями. По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения. К ним относятся резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разъединять детали без их повреждения. К этой группе соединений относятся заклепочные, сварные и соединения с натягом.

Соединения с натягом отнесены к группе неразъемных условно, так как они позволяют производить повторную сборку и разборку, при этом происходит частичное повреждение сопрягаемых поверхностей, приводящее к уменьшению нагрузочной способности соединений.

7.2. Разъемные соединения

Резьбовые соединения

Резьбовые соединения являются самыми распространенными соединениями. Основным элементом деталей соединения является резьба — канавка, прорезанная по винтовой линии на поверхности детали. Наиболее часто такой поверхностью является цилиндрическая поверхность, иногда — коническая. Резьба может быть наружной и внутренней, правой и левой.

Надежность резьбового соединения зависит от силы трения, действующей в элементах соединения. Так как наибольшая сила трения получается при треугольной резьбе, то именно такой профиль резьбы чаще всего применяется в резьбовых деталях. В России в качестве основной крепежной резьбы принята метрическая резьба с углом 60° при вершине профиля. Основные размеры такой резьбы — наружный диаметр и шаг — стандартизованы и выражены в миллиметрах.

Резьба (рис. 7.1) — выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

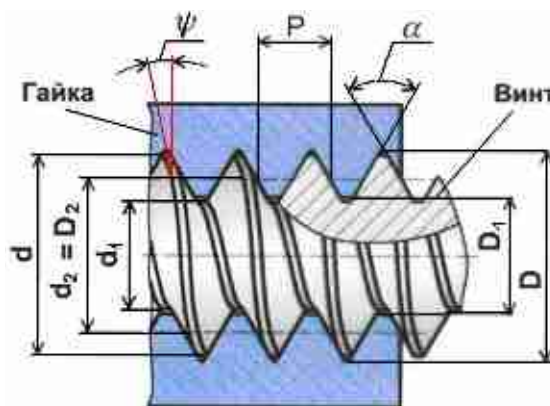


рис. 7.1 - Геометрические параметры резьбы

d, D – наружный диаметр винта и гайки; d_1, D_1 – внутренний диаметр;
 d_2, D_2 – средний диаметр; P – шаг резьбы; α – угол профиля; ψ – угол подъема.

По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

Профиль резьбы — контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и другие резьбы.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой — справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

Все геометрические параметры резьбы и допуски на их размеры стандартизованы.

Основные типы крепежных деталей

Резьбовые соединения выполняются при помощи резьбовых деталей: болтов с гайками (рис. 7.2 а), винтов (рис. 7.2 б), шпилек с гайками (рис. 7.2 в). *Болт* — это цилиндрический стержень с резьбой, имеющий головку. На нарезанную часть стержня болта накручивается гайка. *Винт* отличается от болта тем, что ввертывается не в гайку, а в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей. *Шпилька* — цилиндрический стержень,

имеющий резьбу с обоих концов. Шпилька ввертывается в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей, а на другой ее конец наворачивают гайку. При соединении болтом или шпилькой используется шайба – кольцевая пластинка. Ее назначение – предохранить деталь от повреждения вращающейся гайкой. У винтов небольших размеров головки иногда делают с прорезью (шлицем) под отвертку.

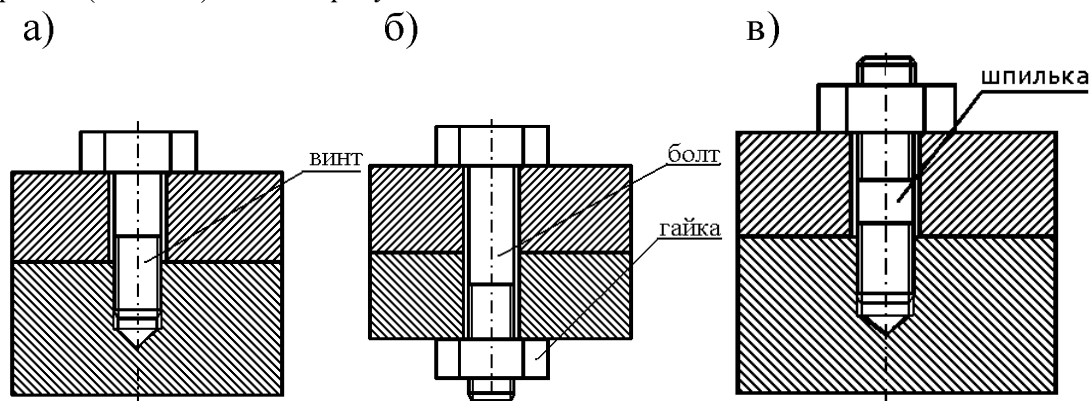


Рис. 7.2 - Схемы соединения *а)* винтом, болтом (*б)* и шпилькой (*в*).

Болтовое соединение применяется для соединения деталей небольшой толщины и при наличии в конструкции места для размещения гайки. В тех случаях, когда одна из деталей имеет значительную толщину (можно нарезать резьбу) и отсутствует место для гайки, то можно применить соединение винтом. Если соединяемые детали имеют значительную толщину, что исключает возможность использования болта, и в то же время частая разборка соединения может вызвать повышенный износ резьбы (например, деталей из чугуна, алюминиевых сплавов), то и винтовое соединение оказывается нерациональным. В этом случае применяется соединение шпилькой.

Основным преимуществом болтового соединения является то, что при нем не требуется нарезать резьбу в соединяемых деталях. Это особенно важно в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы. К недостаткам болтового соединения можно отнести следующее: обе соединяемые детали должны иметь места для расположения гайки или головки винта; при завинчивании и отвинчивании гайки необходимо удерживать головку винта от проворачивания; по сравнению с винтовым болтовое соединение несколько увеличивает массу изделия и больше искажает его внешние очертания.

Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда постановка болта невозможна или нерациональна. Например, нет места для размещения гайки (головки), нет доступа к гайке (головке), при большой толщине детали необходимы глубокое сверление и длинный болт.

Подкладную шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала (пластмассы, алюминия, дерева и т. п.); предохранения чистых поверхностей деталей от царапин при завинчивании гайки (винта); перекрытия большого зазора отверстия. В других случаях подкладную шайбу ставить нецелесообразно. Кроме подкладных шайб применяют стопорные или предохранительные шайбы, которые предохраняют соединение от самоотвинчивания.

Способы стопорения резьбовых соединений

Несмотря на то, что треугольная резьба с малым углом подъема винтовой линии, применяемая в резьбовых деталях, обеспечивает самоторможение, все же, особенно при динамических нагрузках, возможны случаи самоотвинчивания. Чтобы этого не произошло, применяют специальные устройства.

Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания весьма важно для повышения надежности резьбовых соединений и

совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоотвинчивания в резьбе.

Существует много способов стопорения или предохранения от самоотвинчивания. На практике применяют следующие три основных принципа стопорения (рис. 7.3).

1. Повышают и стабилизируют трение в резьбе путем постановки контргайки, пружинной шайбы, применения резьбовых пар с натягом в резьбе и т. п.

Контргайка создает дополнительное натяжение и трение в резьбе. Пружинная шайба поддерживает натяг и трение в резьбе на большом участке самоотвинчивания (до 1...2 оборотов гайки). Кроме того, упругость шайбы значительно уменьшает влияние вибраций на трение в резьбе.

2. Гайку жестко соединяют со стержнем винта, например, с помощью шплинта или прошивают группу винтов проволокой. Способы стопорения этой группы позволяют производить только ступенчатую регулировку затяжки соединения.

3. Применение пружинных шайб.

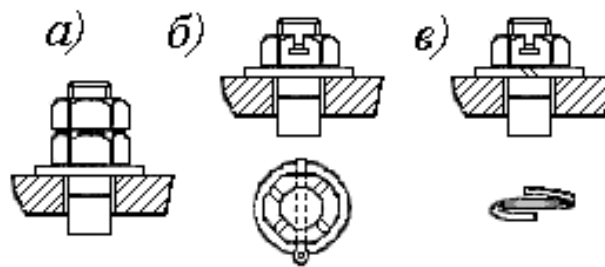


Рис. 7.3 - Гаечные замки: а — контргайка, б — шплинт, в — пружинная шайба

Прочность резьбы

В резьбовом соединении основную нагрузку несут первые витки резьбы (рис. 7.4), поэтому нет необходимости выполнять высокие гайки.



Рис. 7.4 – Распределение нагрузки по виткам резьбы

Витки резьбы в резьбовом соединении рассчитываются по касательным напряжениям среза и нормальным напряжениям смятия.

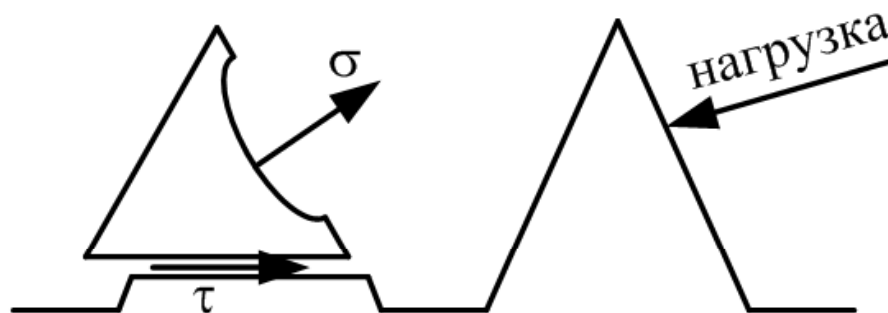


Рис. 7.5 – Напряжения, возникающие в витке резьбы

Шпоночные соединения

Шпоночное соединение образуется призматическим или клиновидным стержнем—шпонкой, одновременно находящимся в пазах вала и насаженной на него детали (втулки, шкива, зубчатого колеса). Основное назначение шпонки — передача вращающего момента.

Наиболее распространена призматическая шпонка (рис. 7.6). В отличие от клиновой ее не забивают, а закладывают в паз вала. Подобное соединение требует большей точности при изготовлении, однако оказывается ненапряженным и отсутствует эксцентриситет (смещение осей вала и насаженной на него детали).

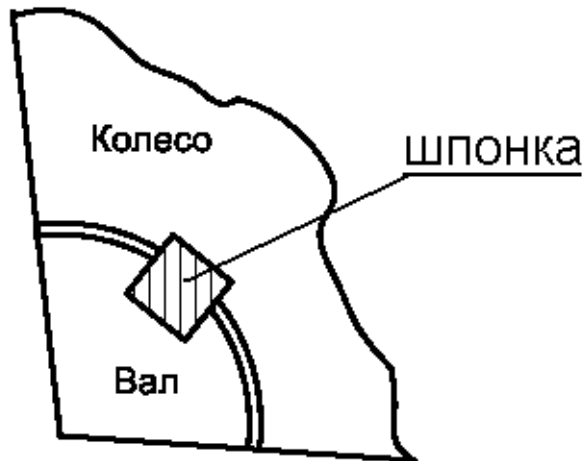


Рис. 7.6 – Соединение колеса и вала шпонкой

Все виды шпонок стандартизованы. Это означает, что их размеры согласованы с диаметром вала, ведь и вал и шпонка передают один и тот же вращающий момент. Если необходимо подобрать призматическую шпонку, то по ранее рассчитанному диаметру d вала в таблицах ГОСТа определяют размеры b и h шпонки (длину шпонки обычно принимают равной $L = 1,5d$), а затем производят проверочный расчет шпонки на срез и смятие.

Соединение, в котором шпонки выполнены за одно целое с валом, называют *шлицевым*. Такие соединения по сравнению со шпоночными имеют большую поверхность контакта, а следовательно, и большую нагрузочную способность. Шлицевые соединения обеспечивают также более высокую точность соединения, так как в шпоночном соединении участвуют три детали, а в шлицевом — две. Шлицевые соединения также рассчитывают на срез и смятие.

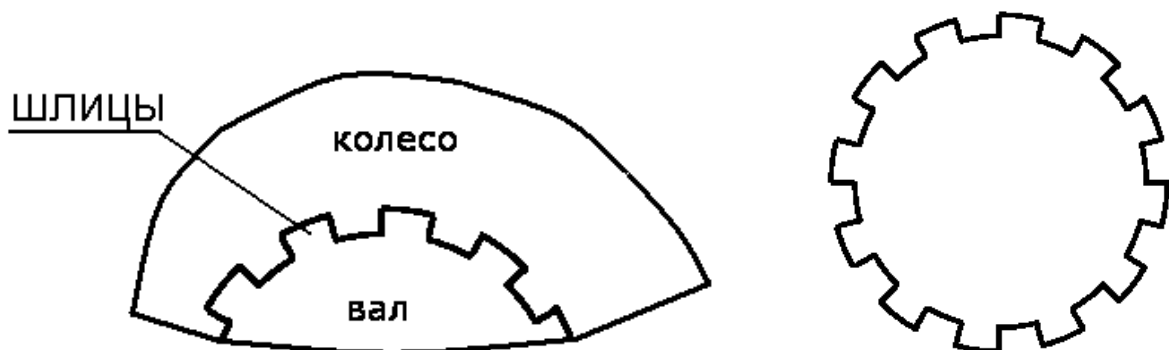


Рис. 7.6 - Шлицевое соединение вала с колесом

7.3 Неразъемные соединения деталей машин

Заклепочные соединения

Основным элементом заклепочного соединения является заклепка— цилиндрический стержень с головкой (рис. 7.7). Заклепку вводят в отверстия соединяемых деталей (обычно листов) и, деформируя выступающую часть, образуют вторую — замыкающую головку.

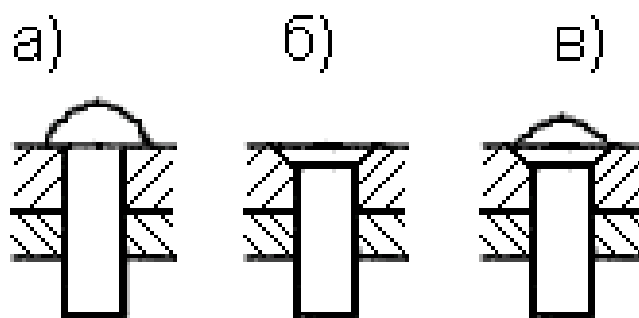


Рис. 7.7 - Формы головок заклепок:
a — полукруглая, *б* — потайная, *в* — полупотайная

Наиболее распространены заклепки с полукруглой (рис. 7.7 *a*), потайной (рис. 7.7 *б*) и полупотайной (рис. 7.7 *в*) головками. Вместе с соединяемыми деталями заклепки образуют заклепочные швы, которые могут быть однорядными и многорядными (обычно двух-, трехрядные).

Заклепка подвергается деформациям смятия и сдвига (среза) – рис. 7.8..

В зависимости от числа плоскостей, по которым возможен срез, швы делятся на односрезные (внахлестку и встык с одной накладкой) и двухсрезные (встык с двумя накладками).

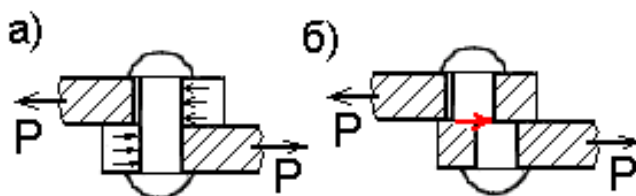


Рис. 7.8 - Схемы деформации заклепки:
a) смятие; *б*) срез

Сварные соединения

Сварные соединения элементов металлоконструкций осуществляют чаще всего методом электросварки. Наиболее распространены соединения встык (рис. 7.9 *a*), внахлестку (рис. 7.9 *б*) и тавровый (рис. 7.9 *в*). Стыковой шов испытывает деформацию растяжения. При соединении внахлестку швы (их называют валиковыми) испытывают деформацию сдвига.

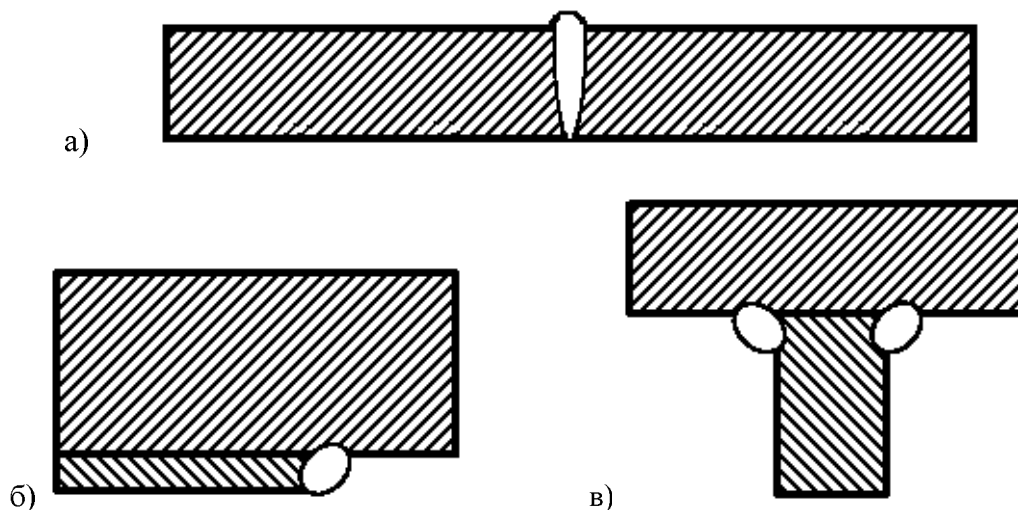


Рис. 7.11 - Схемы сварных соединений:
 швы: *a* — стыковой, *б* — внахлестку, *в* — тавровый

Тавровое соединение - сварное соединение, в котором торец одного элемента примыкает под углом и приварен к боковой поверхности другого элемента.

Нахлесточное соединение - сварное соединение, в котором сваренные элементы расположены параллельно и частично перекрывают друг друга. Отсутствие опасности прожогов при сварке облегчает применение высокопроизводительных режимов сварки. Применение нахлесточных соединений облегчает сборку и сварку швов, выполняемых при монтаже конструкций (монтажных швов).

Сварные соединения можно использовать в тех случаях, когда требуется надежное соединение без последующих разъединений соединяемых деталей.

Сварное соединение предполагает расчет на прочность сварного шва. Сварной шов рассчитывается либо на растяжение или изгиб по нормальным напряжениям, либо на срез по касательным напряжениям.

Расчет на прочность выполняется, как обычно, путем составления условия прочности, например, по нормальным напряжениям:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma],$$

где допускаемое напряжение для материала сварного шва определяется через допускаемое напряжение для основного металла соединяемых деталей, уменьшая его путем умножения на коэффициент:

$$[\sigma]_{шва} \leq \varphi \cdot [\sigma]_{осн},$$

а коэффициент φ задается в диапазоне от 0 до 1.

8. Уплотнительные устройства

Уплотнительное устройство — устройство или способ предотвращения или уменьшения утечки жидкости, газа путём создания преграды в местах соединения между деталями машин состоящее из одной детали и более. Существуют две большие группы: *неподвижные уплотнительные устройства* (торцевые, радиальные, конусные) и *подвижные уплотнительные устройства* (торцевые, радиальные, конусные, комбинированные).

Неподвижные уплотнительные устройства:

- герметик (вещество с высокой адгезией к соединяемым деталям и нерастворимое в запорной среде);
- прокладки из различных материалов и различной конфигурации;
- кольца круглого сечения из эластичного материала;
- уплотнительные шайбы;
- пробки;
- применение конусной резьбы;
- контактное уплотнение.

Подвижные уплотнительные устройства (позволяют совершать различные движения, такие как: осевое перемещение, вращение (в одном или двух направлениях) или сложное движение):

- канавочные уплотнения;
- лабиринты;
- кольца круглого сечения из эластичного материала;
- войлочные кольца;
- маслоотражательные устройства;
- манжеты различной конфигурации;
- лепестковое уплотнение;
- шевронные многорядные уплотнения;
- сальниковые устройства;
- сильфонные уплотнения;

- торцевые механические уплотнения;
- торцевые газовые уплотнения.

Манжета широко распространённое в технике уплотнение. Является контактным радиальным уплотнением. Позволяет вращение и осевое перемещение валов и штоков гидро- и пневмоцилиндры, надёжно обеспечивая герметичность. Различают манжеты армированные для уплотнения вращательного движения (рис. 8.1) и манжеты гидравлические и пневматические для уплотнения возвратно-поступательного движения.

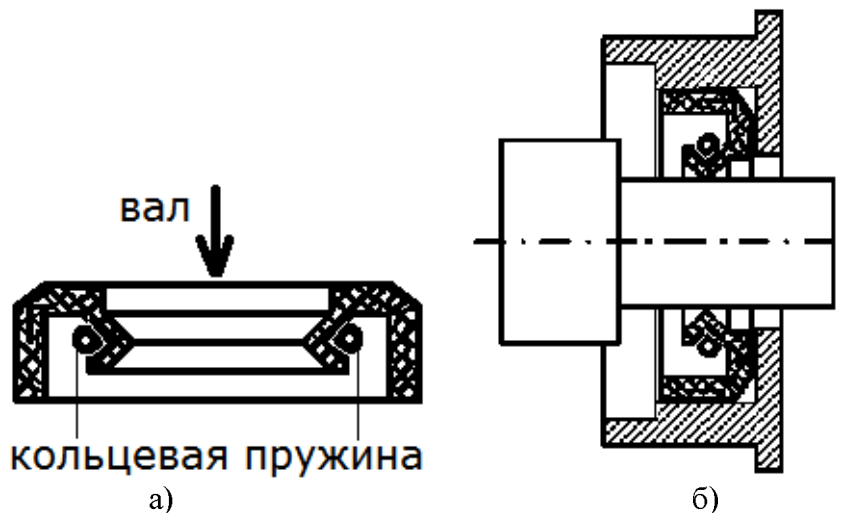


Рис. 8.1 – манжета для уплотнения вращательного движения

Манжета сделана из резины. Она запрессовывается в корпус крышки подшипникового узла (рис. 8.1 б) устройства (редуктора, коробки передач, двигателя и др.). В отверстие манжеты вводится вал. Чтобы уплотнить зазор вала манжета обтягивает вал с помощью пружины.

9. Приводы исполнительных устройств

Редукторы

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Основное назначение редуктора — понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента на ведомом валу по сравнению с ведущим валом. В зависимости от вида передачи, которая используется в редукторе, различают зубчатые цилиндрические, зубчатые конические, червячные и комбинированные редукторы. Они могут быть одно- и многоступенчатые.

На рис. 9.1 показан чертеж общего вида одноступенчатого цилиндрического редуктора (вид сверху) со снятой крышкой. Шестерня выполнена заодно с ведущим валом. Посадка колеса на ведомый вал осуществляется с помощью шпоночного соединения. Колеса передачи прямозубые, поэтому в качестве опор вала используются шариковые радиальные подшипники. Крышки подшипниковых узлов привертываются к корпусу с помощью винтов. Между крышкой и корпусом во фланцевой части для герметизации установлены прокладки. Масло разбрызгивается в корпусе редуктора за счет вращающихся зубчатых колес, которые захватывают порции масла и беспорядочно разбрасывают во всем объеме. Маслоотражательные шайбы защищают подшипниковые узлы от набегающих потоков масла.

На рис. 9.2 приводится чертеж общего вида червячного редуктора. Валы червячного редуктора посажены в корпус с помощью роликовых радиально-упорных подшипников. Для контроля состояния зубчатых колес в верхней части редуктора предусмотрен люк. В люке, кроме того, установлена отдушина – отверстие, которое соединяет воздушное пространство внутри редуктора с атмосферой для выравнивания давления, возникающего при нагреве масла.

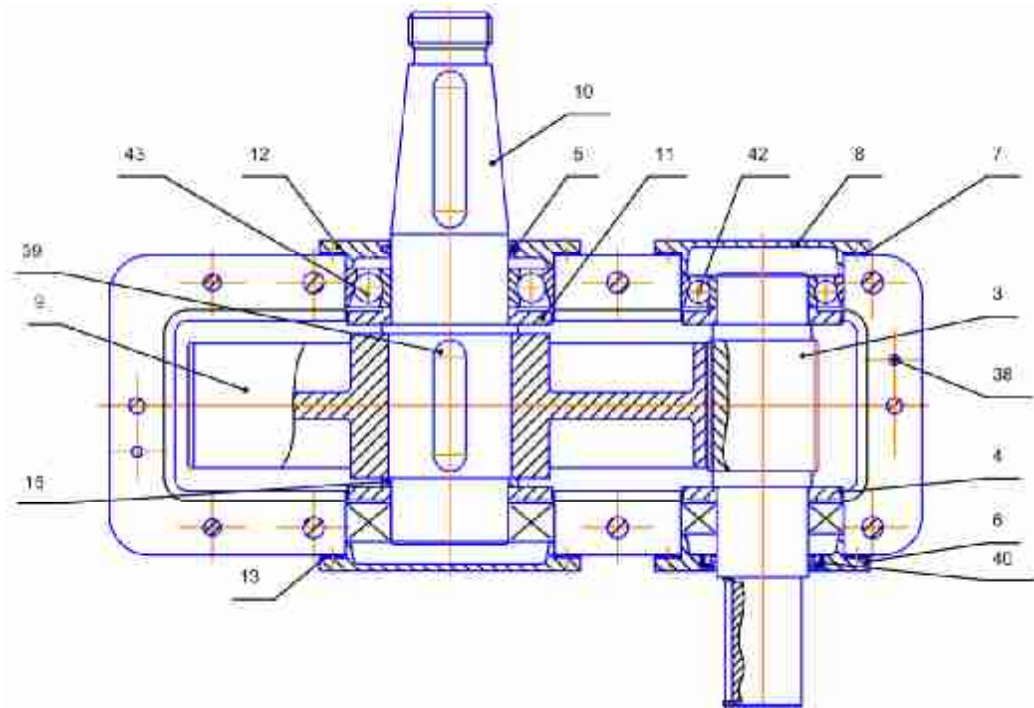


Рис. 9.1 - Одноступенчатый редуктор с цилиндрическими колесами:
 3 – вал-шестерня, 4, 11 - маслоудерживающая шайба, 5 – сальник,
 6 – крышка подшипникового узла с отверстием ведущего вала, 7,13 – прокладка,
 8 – глухая крышка подшипникового узла ведущего вала, 9 – зубчатое колесо,
 10 – ведомый вал, 12 – крышка подшипникового узла с отверстием ведомого вала,
 15 – кольцо, 38 – штифт, 39 – шпонка, 40 – резиновая манжета,
 42, 43 – шариковые радиальные подшипники

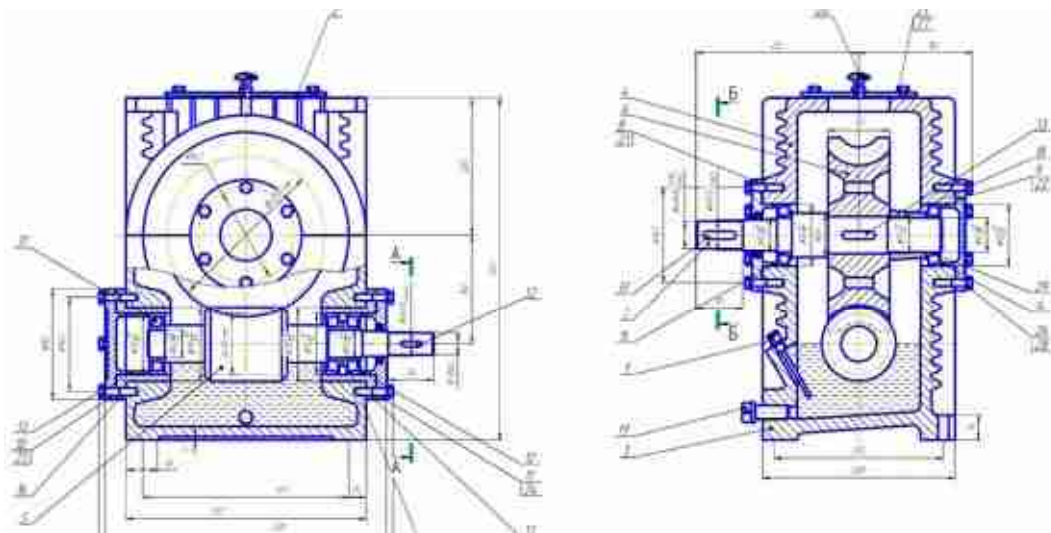


Рис. 9.2 – Червячный редуктор вертикального типа

Для контроля уровня масла в редукторе предусмотрен маслоуказатель 1. Во время технического обслуживания и ремонта масло сливается из редуктора через сливное отверстие, которое закрыто вворачивающейся пробкой. Чтобы улучшить теплоотдачу от редуктора, нагревающегося из-за трения в передаче, корпус выполнен ребристым, что увеличивает площадь теплоотдающей поверхности.

Для выполнения кинематических расчетов, редуктор на кинематических схемах изображается упрощенно с помощью специальных условных обозначений. Например, на

рис. 9.3 показаны схемы одноступенчатых редукторов: цилиндрический и конический. Таким же образом изображаются и кинематические схемы всего привода. Например, на рис. 9.4 показана схема трехступенчатого привода ленточного конвейера. Вращающий момент, создаваемый электродвигателем, посредством ременной передачи – первой ступени привода, передается на цилиндрический редуктор – вторую ступень и окончательно преобразуется на третьей ступени, в качестве которой используется цепная передача. Ведомая звездочка цепной передачи установлена на ведущем барабане ленточного конвейера.

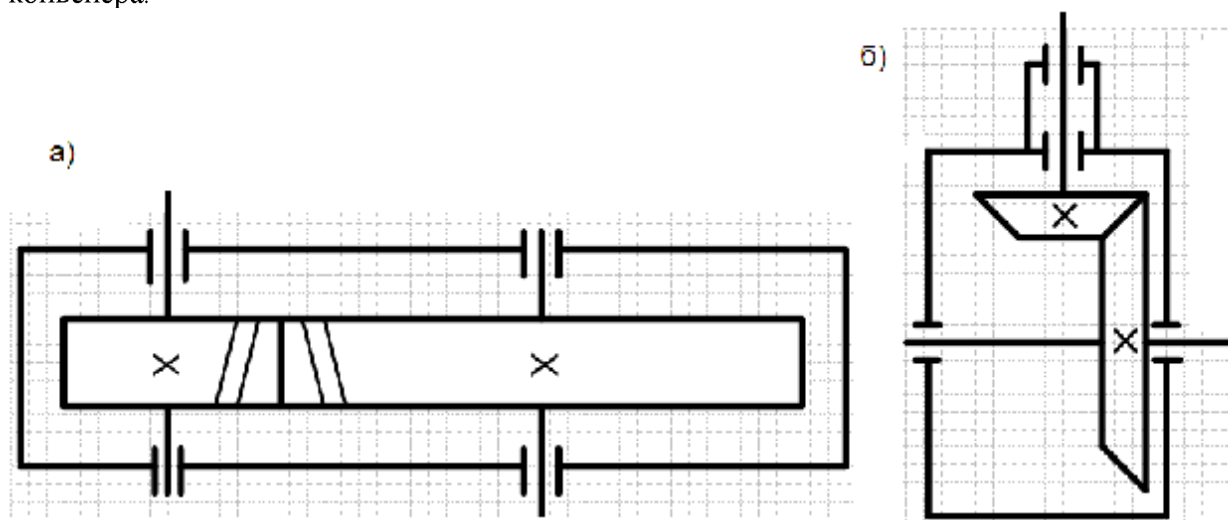


Рис. 9.3 - Схемы редукторов:
a — одноступенчатый с цилиндрическими колесами,
б — одноступенчатый с коническими колесами

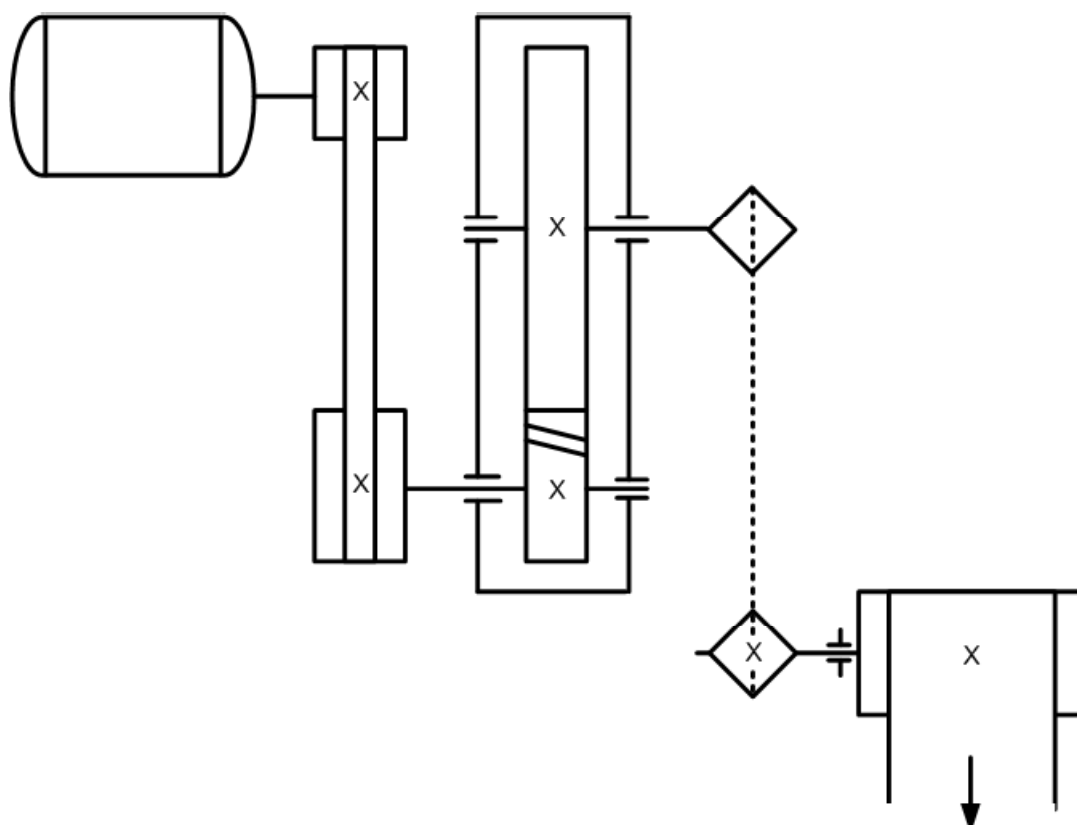


Рис. 9.4 – Кинематическая схема трехступенчатого привода ленточного конвейера

Трехступенчатая схема позволяет снизить частоту вращения в десятки. Больших передаточных чисел привода можно добиться и в одну ступень, если использовать червячную передачу. На рис. 9.5 показан общий вид привода, состоящего из электродвигателя и червячного редуктора, валы которых соединены муфтой. Однако, нужно помнить, что червячная передача имеет невысокий к.п.д.

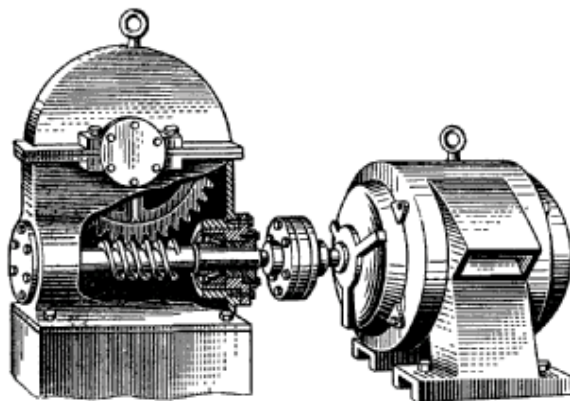


Рис. 9.5 - Привод «электродвигатель — червячный редуктор»

Коробки передач (скоростей)

Коробка передач отличается от редуктора тем, что с ее помощью можно изменять скорость вращения ведомого вала при неизменной скорости ведущего вала. С помощью коробки передач (скоростей) можно получать различные передаточные числа (в определенном диапазоне).

Изменение передаточного числа достигается тем, что в зацепление вводят то одни, то другие зубчатые колеса в различных комбинациях. Это обеспечивается чаще всего перемещением блоков зубчатых колес по валам, имеющим направляющую шпонку или шлицы. Подобными коробками оборудованы автомобили, металлорежущие станки. Скорости переключаются рычагами или маховичками, выведенными за пределы коробки.