

5. ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Механические устройства, создаваемые человеком для изучения и использования законов природы, для облегчения своего труда, можно разделить на две большие группы. Первая – устройства, части которых не могут совершать движения одна относительно другой (если не считать незначительных перемещений за счет деформаций элементов). Вторая – устройства, части которых находятся в таком движении.

Устройствами первой группы являются сооружения – здания, мосты, резервуары, трубопроводы, теле-, радиовышки и т. п. К устройствам второй группы относятся механизмы и машины.

В настоящем разделе вводятся основные определения, изучаются устройства и принципы работы механизмов и машин, а также конструктивные особенности деталей машин.

Понятия и определения

Механизмом называют систему подвижно связанных между собой тел, совершающих под действием приложенных к ним сил определенные, заранее заданные движения. Например, части тисков соединены так, что при вращении рукоятки подвижная губка будет перемещаться поступательно.

Тела, составляющие механизм, называют *звеньями* или *детальями механизма*. В любом механизме есть подвижные и неподвижные звенья. Подвижное звено, движение которому сообщается приложением внешних сил, называется *ведущим*. Подвижное звено, воспринимающее движение от ведущего, называется *ведомым*. Например, в тисках рукоятка является ведущим звеном, подвижная губка – ведомым. Неподвижная губка вместе с корпусом образует неподвижное звено (*стойку*).

Иногда механизмы имеют самостоятельное применение, но чаще являются кинематической основой машины. *Машина* – это один или несколько связанных между собой механизмов, предназначенных или для преобразования энергии одного вида в энергию другого (машины-двигатели, машины-генераторы), или для выполнения полезной механической работы (машины-орудия).

Машины-двигатели и машины-генераторы (или энергетические машины) – это электрические двигатели, преобразующие электрическую энергию в механическую; двигатели внутреннего сгора-

ния, преобразующие химическую энергию в механическую; гидравлические турбины, преобразующие механическую энергию движущейся воды в механическую энергию вращающего вала турбины; электрические генераторы, преобразующие механическую энергию вращающегося вала в электрическую энергию.

К *машинам-орудиям* относят технологические машины: сельскохозяйственные машины, молоты-прессы, прокатные станы, металло-режущие станки, а также транспортные (конвейеры, насосы, лифты) машины. Технологические машины преобразуют (обрабатывают) материалы, а транспортные их перемещают.

При использовании любых машин целесообразнее использовать быстроходные двигатели (с большей угловой скоростью): у них меньшие габаритные размеры и более высокий коэффициент полезного действия, однако вращающий момент на валу двигателя небольшой. Для выполнения полезной работы угловая скорость вала рабочего (ведомого) механизма, как правило, должна быть значительно ниже скорости вала двигателя, но вращающиеся моменты требуются большие. Так как в большинстве случаев непосредственная связь вала двигателя и вала рабочего механизма невозможна, между ними необходимо расположить механизм для преобразования вращающих моментов и угловых скоростей, который носит название *передачи вращательного движения*.

Механическую энергию многих машин-двигателей обычно определяет энергия ведущего вала. Однако не во всех машинах, машинах-орудиях, например, металлорежущих станках, рабочие органы совершают вращательное движение. В таких случаях применяют *механизмы, преобразующие движение*.

Потребности промышленности предъявляют к современным машинам много требований, главными из которых являются: высокие производительность и коэффициент полезного действия; простота изготовления; удобство и простота обслуживания; надежность; долговечность; безопасность работы; экономичность. С ними непосредственно связаны общие требования, предъявляемые к деталям любой машины:

прочность – деталь не должна разрушаться под действием на нее внешних сил в течение заданного срока службы;

жесткость – деформации элементов, возникающие под действием внешних нагрузок не должны превышать некоторых допустимых;

износостойкость – износ детали не должен влиять на характер сопряжения в течение всего срока службы;

малый вес и минимальные габариты – деталь должна быть прочна, жестка, обладать износостойкостью при минимально возмож-

ных габаритах и весе;

стоимость материалов – удовлетворение всех предыдущих требований не должно осуществляться за счет применения дефицитных материалов;

технологичность – форма и размеры детали должны выбираться таким образом, чтобы изготовление было наиболее простым;

безопасность – эксплуатация детали должна быть безопасна для обслуживающего персонала;

соответствие государственным стандартам – деталь должна удовлетворять стандартам, разработанным на форму, размеры, сорта и марки материалов наиболее употребительных деталей.

Выполнение указанных требований обеспечивается в процессе расчета детали.

Различают два вида расчетов: проектный (проектировочный) и проверочный (поверочный).

Проектирование детали можно вести в следующей последовательности:

- составляют расчетную схему, то есть форму деталей и характер сопряжения с другими представляют в упрощенном виде, а внешние (активные и реактивные) силы заменяются сосредоточенными и распределенными;

- определяют нагрузки, действующие на деталь в процессе ее функционирования;

- выбирают материал и назначают допускаемые напряжения;

- из условий прочности, жесткости, долговечности определяют размеры детали и характер ее сопряжения с другими;

- выполняют рабочий чертеж детали с указанием всех сведений, необходимых для ее изготовления;

- при проверочном расчете предварительно задают размеры и форму деталей, исходя из ее назначения, характера сопряжения и общей компоновки узла, а затем определяют фактические напряжения, действительные коэффициенты запаса прочности и сравнивают их с рекомендуемыми.

Краткие сведения о стандартизации, взаимозаменяемости деталей машин, допусках и посадках

Стандартизацией называется установление обязательных норм, которым должны соответствовать типы, сорта

(марки), параметры (в частности, размеры), качественные характеристики, методы испытаний, правила маркировки, упаковки, хранения продукции (сырья, полуфабрикатов изделий).

Для обеспечения единых норм и технических требований к продукции, обязательных к применению во всех отраслях промышленности, установлены государственные стандарты.

В машиностроении стандартизованы, например:

- обозначения общетехнических величин, правила оформления чертежей, ряды чисел, распространяющиеся на линейные размеры;
- точность и качество поверхности деталей;
- материалы, их химический состав, основные механические свойства и термообработка;
- форма и размеры деталей и узлов наиболее массового применения, например: болтов, гаек, шайб, заклепок, штифтов, приводных ремней и цепей, муфт, подшипников и др.;
- конструктивные элементы большинства деталей машин, например: модули зубчатых и червячных колес, конструктивные формы и размеры шлицевых соединений и т. п.

Кроме государственной стандартизации, существует также ведомственная, которая проводится в пределах одной отрасли или даже одного завода.

Со стандартизацией тесно связана *унификация* деталей и узлов машин – устранение излишнего многообразия изделий, сортамента материалов и т. п. путем сокращения их номенклатуры.

Важнейшей чертой современного машиностроения является *взаимозаменяемость*, без которой невозможно серийное и массовое производство машин.

Взаимозаменяемостью называется свойство деталей и узлов машин, обеспечивающее возможность их использования при сборке без дополнительной обработки при сохранении технических требований, предъявляемых к работе данного узла.

Из-за невозможности достижения абсолютной точности при изготовлении деталей действительные размеры отличаются от номинальных (рассчитанных, округленных и проставленных на чертеже). В зависимости от условий работы деталей в машине две сопряженные (охватываемая и охватывающая) детали образуют соединение, которое по характеру может быть подвижным или неподвижным. Характер соединения

определяется наличием и величиной зазора (для подвижных соединений) или натяга (для неподвижных соединений). Для образования зазора (рис. 5.1,*а*) диаметр вала (охватываемый размер) должен быть меньше диаметра отверстия (охватывающего размера), для образования натяга (рис. 5.1,*б*) – наоборот.

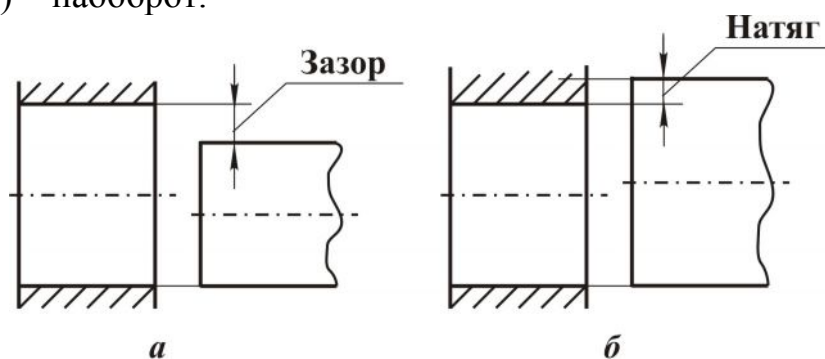


Рис. 5.1

По величине зазоров или натягов назначают ряд посадок: подвижная (с гарантированным зазором), прессовая (с гарантированным натягом) и переходные (в которых могут получаться зазоры или натяги).

При изготовлении деталей на их поверхности остаются следы обработки в виде неровностей. Критерием оценки качества поверхности является ее шероховатость, количественно характеризуемая высотой неровностей. Различают 14 классов шероховатости поверхности. Каждому классу шероховатости поверхности соответствуют определенные методы обработки, при которых получение данного класса является экономически целесообразным.

5.1. Передачи вращательного движения

Передача энергии от одной машины к другой или внутри машины от одного звена к другому выполняется с помощью различных механизмов, называемых *передачами*. Наиболее распространенными из них являются передачи вращательного движения. Это объясняется существенным преимуществом вращательного движения по сравнению с движением возвратно-поступательным. В последнем случае имеют место потери времени на холостой ход (вперед – рабочий ход, назад – холостой), а также большие динамические нагрузки, связанные с изменениями направления движения, что ограничивает увеличение рабочих скоростей машины.

Механические передачи классифицируют по различным признакам:

по физическим условиям передачи движения: трением (фрикционные, ременные, канатные); зацеплением одного звена за дру-

гой (зубчатые, червячные, цепные);

по способу соединения ведущего и ведомого звеньев: передачи с непосредственным касанием ведущего и ведомого звеньев (фрикционные, зубчатые, червячные); передача с промежуточным звеном, соединяющим ведущее и ведомое звенья (ременная, канатная, цепная).

Передаточное отношение. Важнейшей характеристикой любой передачи является *передаточное отношение* i , которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) ведущего вала передачи больше или меньше угловой скорости (или частоты вращения) ее ведомого вала. Если обозначить параметры ведущего звена индексом 1, а ведомого – индексом 2, то передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Передаточные отношения в передачах различных типов (фрикционной, ременной, зубчатой, червячной) выражаются через отношение диаметров дисков (катков), шкивов, чисел зубьев зубчатых колес. То есть соответствующих параметров ведущего и ведомого звеньев (конструктивных элементов) передач.

Преобразование вращающих моментов в передачах

Как уже было отмечено, между двигателем и машиной-орудием необходима механическая передача. Если не учитывать потери энергии в передаче (ее в таком случае называют идеальной), то подводимую и отводимую мощности можно считать равными.

Присвоив ведущему валу передачи, связанному с двигателем, индекс 1, а ведомому, связанному с машиной-орудием, индекс 2, можно это равенство записать как

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2, \text{ или } M_1 \cdot n_1 = M_2 \cdot n_2,$$

где M_1, M_2 – вращающие моменты.

Если $M_2/M_1 = \omega_1/\omega_2$ (или $M_1/M_2 = n_1/n_2$), а правые части двух последних выражений являются передаточным отношением, то можно сделать вывод, что

$$i_{12} = M_2/M_1.$$

Следовательно, *в идеальной передаче (без потерь энергии) изменение угловой скорости (или частоты вращения) обратно пропорционально изменению вращающих моментов.*

Обычно бывает нужно определить момент на ведомом валу пере-

дачи при известном моменте M_1 на ведущем валу и передаточном отношении i_{12} . Очевидно, что без учета потерь энергии $M_2 = M_1 \cdot i_{12}$. С учетом этих потерь $M_2 = M_1 \cdot i_{12} \cdot \eta$, где η – коэффициент полезного действия передачи (КПД).

При $i_{12} > 1$ передача называется *понижающей* (редуктором). В этом случае $\omega_2 < \omega_1$, $n_2 < n_1$, $M_2 > M_1$. При $i_{12} < 1$ передача называется *повышающей* (мультипликатором).

В этом случае $\omega_2 > \omega_1$, $n_2 > n_1$, $M_2 < M_1$.

5.1.1. Ременная передача

Ременная передача – это передача *гибкой связью* (рис.5.2), состоящая из ведущего **1** и ведомого **2** шкивов и надетого на них ремня **3**. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно использование нескольких ведомых шкивов и нескольких ремней. Шкивы жестко закреплены на ведущем и ведомом валах.

Основное назначение – передача механической энергии с понижением частоты вращения.

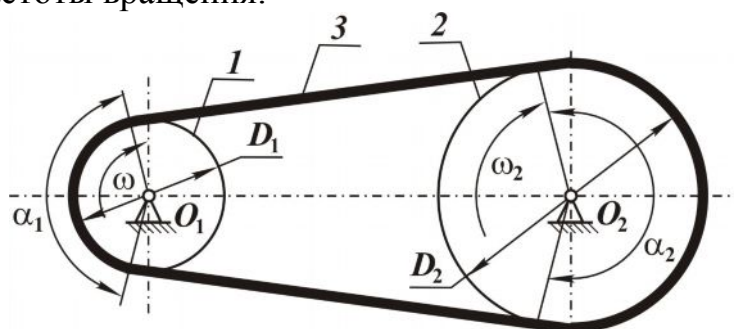


Рис. 5.2

По принципу действия различают передачи *трением* (большинство передач) и *зацеплением* (зубчато-ременные). В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают ременные передачи: *плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные*. Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские ремни изготавливают бесконечно замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными – в виде длинных лент.

Достоинства ременных передач трением: отсутствие смазочной системы, простота и низкая стоимость конструкции, предохранение от резких колебаний нагрузки и ударов, возможность передачи движения на значительные расстояния, защита от перегрузки за счет проскальзы-

вания ремня по шкиву, плавность и низкая шумность работы.

Недостатки: малая долговечность ремней в быстроходных передачах; значительные габариты; непостоянство передаточного отношения (из-за проскальзывания ремней на шкивах); необходимость защиты ремня от попадания масла; значительные силы, действующие на валы и опоры.

Для определения передаточного отношения ременной передачи принимают, что ремень не вытягивается и не проскальзывает на шкивах. Такое допущение не вносит существенной погрешности в расчеты. Поскольку линейная скорость [м/с] любой точки, лежащей на поверхности вращающегося тела (в нашем случае – ведущего шкива), определяется как

$$V_1 = \omega_1 \cdot D_1 / 2,$$

где $\omega_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}$ – угловая скорость, рад/с; D_1 – диаметр шкива, м; n_1

– число оборотов в минуту, об/мин.

Так как любая точка ремня, совпадающая с рассматриваемой точкой ведущего шкива, движется с той же линейной скоростью (а значит, и те точки ремня, которые контактируют с ведомым шкивом, и совпадающие с ними точки ведомого шкива имеют ту же линейную скорость).

Соответственно определяется также и линейная скорость любой точки обода ведомого шкива: $V_2 = \omega_2 \cdot D_2 / 2$. При этом отношение линейных скоростей и ведомого, и ведущего шкивов равно $D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2$,

или $D_1 \cdot \omega_1 = D_2 \cdot \omega_2$ и, следовательно, $\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$ или $\omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1$.

Передаточное отношение передачи выражается отношением диаметров ведомого и ведущего шкивов:

$$i_{12} = D_2 / D_1.$$

Углы α_1 и α_2 (см. рис. 5.2), соответствующие дугам, по которым касаются ремень и шкив, называются *углами обхвата*.

Поскольку ременная передача передает вращение за счет сил трения между ремнем и шкивом, ее работоспособность существенно зависит от углов обхвата, определяющим из которых является угол обхвата на меньшем шкиве. Его величина в первую очередь зависит от расстояния между центрами шкивов (межосевое расстояние) и передаточного отношения. Практика показала, что плоскоремennая передача работает нормально, если угол обхвата не менее 120 градусов. Это требование выполняется, если соблюдаются следующие условия: $1/3 \leq i_{12} \leq 3$; межосевое

севое расстояние не меньше удвоенной суммы диаметров шкивов.

Можно обеспечить работоспособность плоскоременной передачи и при больших передаточных отношениях, применив натяжной ролик 4 (рис. 5.3), который увеличит угол обхвата на меньшем шкиве.

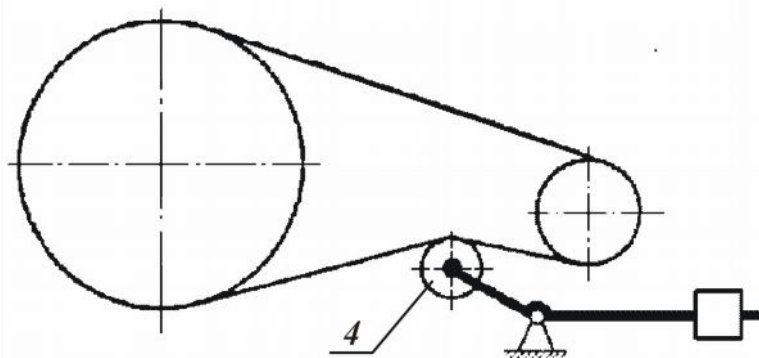


Рис. 5.3

Предельная окружная скорость плоскоременной передачи в зависимости от материала ремня лежит в пределах 20 – 40 м/с.

Более совершенным видом передачи движения гибкой связью является клиноременная, где на ободе шкивов сделаны канавки, в которые входит ремень, имеющий в поперечном сечении форму трапеции. В этих передачах полезная нагрузка передается за счет сил трения между боковыми поверхностями ремня и канавок шкивов. Трапециевидное сечение ремня за счет расклинивания увеличивает его сцепление со шкивом и повышает тяговую способность передачи. Это дает возможность осуществления более высоких передаточных отношений (до 7 и даже до 10), возможность применения при малых межцентровых расстояниях.

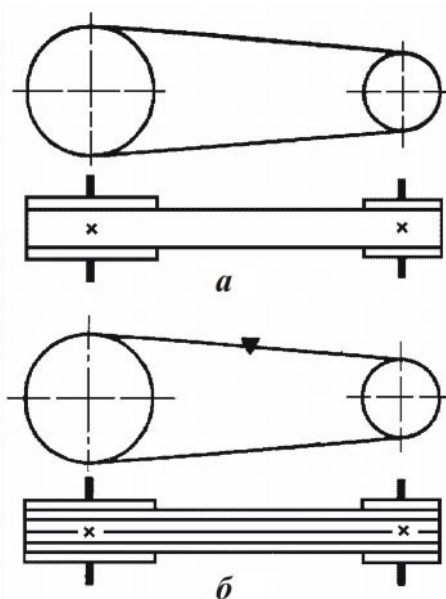


Рис. 5.4

Если для плоскоременной передачи межцентровое расстояние

$$A_{\min} = 2 \cdot (D_1 + D_2) A_{\min},$$

то для клиноременной передачи $A_{\min} \approx D_2$. Возможность одной передачей осуществить вращение нескольких ведомых валов без применения натяжных роликов. Компактность позволяет осуществить простое ограждение.

На кинематических схемах ременные передачи имеют соответствующие условные обозначения (на рис. 5.4,а с плоским, а на рис. 5.4,б – с клиновым ремнями).

В последнее время стали широко применяться зубчато-ременные передачи. На рабочей поверхности рем-

ня имеются выступы – зубья, которые входят в зацепление с аналогичными зубьями на шкивах. Такие передачи работают без скольжения, что обеспечивает постоянство передаточного отношения.

В некоторых случаях применяют более сложную ременную передачу – многоступенчатую (рис. 5.5), состоящую из нескольких ступеней (пар шкивов).

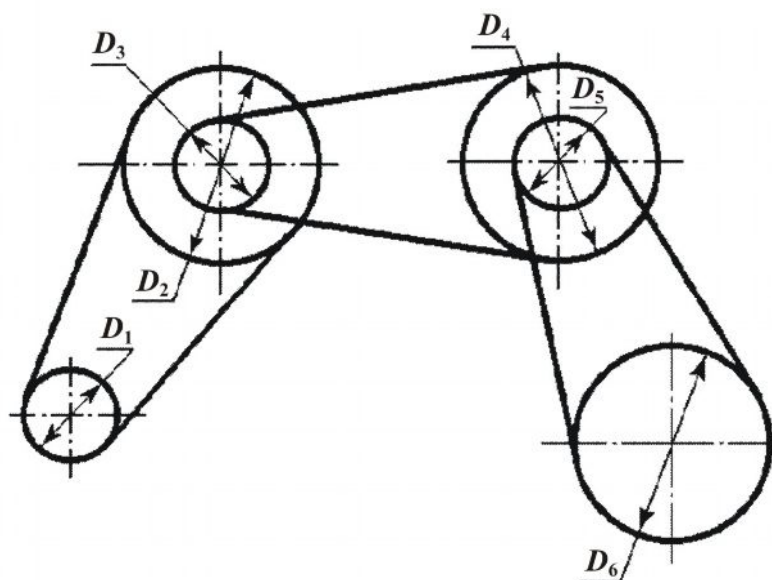


Рис. 5.5

Передаточные отношения отдельных ступеней (i_{12} , i_{34} , i_{56}) выражаются через соотношения диаметров ведомых (D_2, D_4, D_6) и ведущих (D_1, D_3, D_5) шкивов. Применительно ко всей передаче D_1 – диаметр ведущего шкива, а D_6 – диаметр ведомого шкива, однако их отношение не будет искомым передаточным отношением всей передачи, так как эти шкивы не связаны единым ремнем.

Определим требуемое соотношение, приняв во внимание, что ведущий вал (не шкив!) каждой последующей ступени одновременно является ведомым валом предыдущей.

Передаточное отношение первой пары шкивов

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2},$$

откуда $n_2 = n_1 \cdot D_1 / D_2$.

Передаточное отношение второй пары шкивов

$$i_{34} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{D_3}.$$

Так как шкивы диаметром D_3 и D_2 закреплены на одном валу, $n_2 = n_3$.

Передаточное отношение третьей пары шкивов

$$i_{56} = \frac{n_5}{n_6} = \frac{D_6}{D_5},$$

а $n_5 = n_4$, следовательно, $n_6 = n_4 \cdot D_5 / D_6$.

Передаточное отношение всей передачи

$$\begin{aligned} i_{16} &= \frac{n_1}{n_6} = \frac{n_1}{n_4 \cdot D_5 / D_6} = \frac{n_1}{n_2 \cdot D_3 / D_4 \cdot D_5 / D_6} = \\ &= \frac{n_1}{n_1 \cdot D_1 / D_2 \cdot D_3 / D_4 \cdot D_5 / D_6} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \end{aligned}$$

Таким образом, *передаточное отношение ременной многоступенчатой передачи равно произведению передаточных отношений отдельных ее ступеней.*

5.1.2 Фрикционная передача

Принцип действия фрикционной передачи, так же как и ременной, основан на использовании сил трения.

Простейшая фрикционная передача – цилиндрическая (рис. 5.6) состоит из двух гладких дисков (катков), прижатых один к другому; в зоне их контакта возникают силы трения. При вращении ведущего диска сила трения, приложенная по касательной к ведомому диску, будет вращать последний. Так как работоспособность фрикционной передачи зависит от величины силы трения в контакте дисков, при изготовлении таких передач для дисков подбирают соответствующие материалы, обеспечивающие при взаимодействии высокий коэффициент трения. Для создания необходимого давления между катками применяют специальные нажимные устройства.

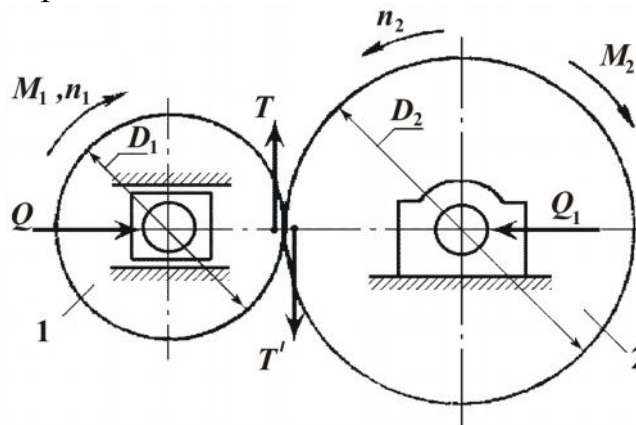


Рис. 5.6

Достоинства фрикционных передач: простота конструкции; плавность, бесшумность работы; возможность проскальзывания фрикцион-

ных катков при перегрузках, что предохраняет от поломок детали приводимого в движение механизма.

Недостатки фрикционных передач: ограниченная величина передаваемой мощности; большая нагрузка на валы и опоры валов; непостоянство передаточного числа, являющегося следствием взаимного проскальзывания катков; повышенный износ катков; низкий КПД.

При отсутствии проскальзывания между ведущим и ведомым звеньями передаточное число передачи (см. рис. 5.6) определяется как

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

С учетом скольжения, присутствующего практически всегда, передаточное число принимает следующий вид:

$$i_{12} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)},$$

где ε – коэффициент, учитывающий скольжение. Практически значения ε могут колебаться в пределах от 0,005 до 0,5.

5.1.3. Зубчатые передачи

5.1.3.1. Цилиндрическая передача с эвольвентным профилем зубьев

Выше была рассмотрена фрикционная передача с гладкими цилиндрическими дисками. Если на этих дисках имеются зубья определенного профиля, расположенные на равном расстоянии один от другого, то передача называется *зубчатой цилиндрической* (рис. 5.7).

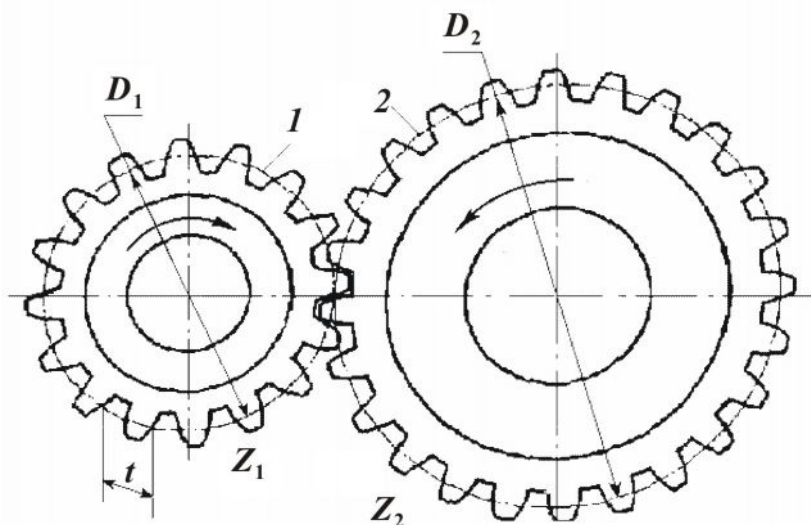


Рис. 5.7

При вращении ведущего зубчатого колеса его зубья взаимодей-

вуют с находящимися с ним в контакте (зацеплении) зубьями ведомого колеса, в результате чего оно также начинает вращаться. Наиболее распространены передачи с эвольвентным зацеплением, при котором профили зубьев выполнены по эвольвенте. Такой профиль позволяет зубьям при вращении колес обкатываться друг по другу, вследствие чего зубчатая передача работает плавно, с небольшими потерями энергии на трение.

Зубчатые колеса бывают с прямыми (рис. 5.8,а), косыми (рис. 5.8,б) и шевронными (рис. 5.8,в) зубьями. Косозубые и шевронные колеса обеспечивают более плавный ход передачи, так как в зацеплении находятся од-

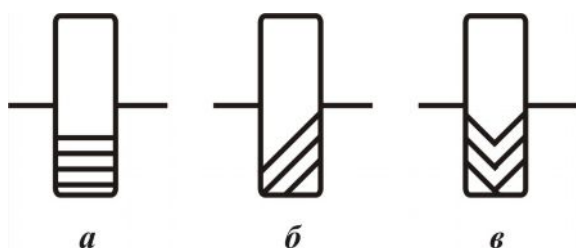


Рис. 5.8

новременно большее число пар зубьев по сравнению с прямозубой передачей. В отличие от ременной и фрикционной передач в зубчатой проскальзывание невозможно, поэтому передаточное отношение, а, следовательно, и частота вращения ведомого вала всегда постоянны.

Если при вращении зубчатых колес представить себе в передаче две касающиеся окружности 1 и 2 диаметрами D_1 и D_2 (см. рис. 5.7), которые катятся одна по другой без скольжения, – это позволит распространить на зубчатую передачу основные кинематические закономерности фрикционной передачи.

Таким образом, для зубчатой передачи передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Однако воспользоваться приведенным соотношением для практического определения передаточного отношения нельзя, так как диаметры воображаемых окружностей (их называют *делительные окружности*) трудно измерить. Поэтому передаточное отношение необходимо выразить через другие, более удобные для измерений или определений, величины.

Зацепление зубчатых колес в передаче требует соблюдения основного условия: зуб одного колеса должен точно входить в соответствующую ему при зацеплении впадину другого колеса. Ширину зуба и впадины, а также другие элементы зацепления рассчитывают по делительным окружностям, на которых основные элементы зубчатого зацепления равны аналогичным элементам зуборезного инструмента (вследствие этого делительные окружности используют при расчетах для настройки зуборезного станка).

При изготовлении стандартных зубчатых колес делительная окружность совпадает с *начальной окружностью*. Таким образом,



Рис. 5.9

окончательно можно сделать вывод, что

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточное отношение зубчатой передачи выражается через отношение чисел зубьев ведомого и ведущего колес.

При наиболее распространенном способе изготовления зубчатых колес методом обкатки зуборезным инструментом число зубьев не может быть меньше 17; в противном случае инструмент будет подрезать основание зуба и ослаблять его. Наибольшее число зубьев теоретически не ограничено, однако и здесь есть разумный предел. С учетом этих ограничений установлены оптимальные величины передаточного отношения:

$$1/5(1/7) \leq i_{12} \leq 5(7).$$

Если иметь в виду наиболее распространенные понижающие передачи (то есть передачи с $i > 1$), то намного увеличить передаточное отношение можно только путем создания *многоступенчатых пере-*

можно сказать, что зубчатое зацепление возможно лишь при равенстве окружных шагов p , измеренных по дугам делительных окружностей (рис. 5.9).

Окружной шаг p — это длина отрезка дуги делительной окружности, разделенной на число зубьев z .

На одном колесе $p = \pi \cdot \frac{d_1}{z_1}$, на другом $p = \pi \cdot \frac{d_2}{z_2}$. Следовательно,

$\frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$. Так как $\frac{d_2}{d_1} = i_{12}$, то

дач.

Например, для трехступенчатой передачи (рис. 5.10,а) общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней, то есть

$$i_{16} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56},$$

где $i_{12} = \frac{z_1}{z_2}$; $i_{34} = \frac{z_4}{z_3}$; $i_{56} = \frac{z_6}{z_5}$.

Кроме простых зубчатых передач, иногда используют *передачи с промежуточными зубчатыми колесами*.

Передачу, показанную на рис. 5.10,б, можно представить как двухступенчатую со ступенями $Z_1 - Z_2$ и $Z_2 - Z_3$, то есть считать, что колесо Z_2 для первой ступени ведомое, а для второй – ведущее. В этом случае общее передаточное отношение $i_{13} = z_2/z_1 \cdot z_3/z_2 = z_3/z_1$.

Аналогично передачу, показанную на рис. 5.10,в, будем считать состоящей из трех ступеней: $Z_1 - Z_2$, $Z_2 - Z_3$, $Z_3 - Z_4$.

Для нее $i_{14} = z_1/z_2 \cdot z_3/z_2 \cdot z_4/z_3 = z_4/z_1$.

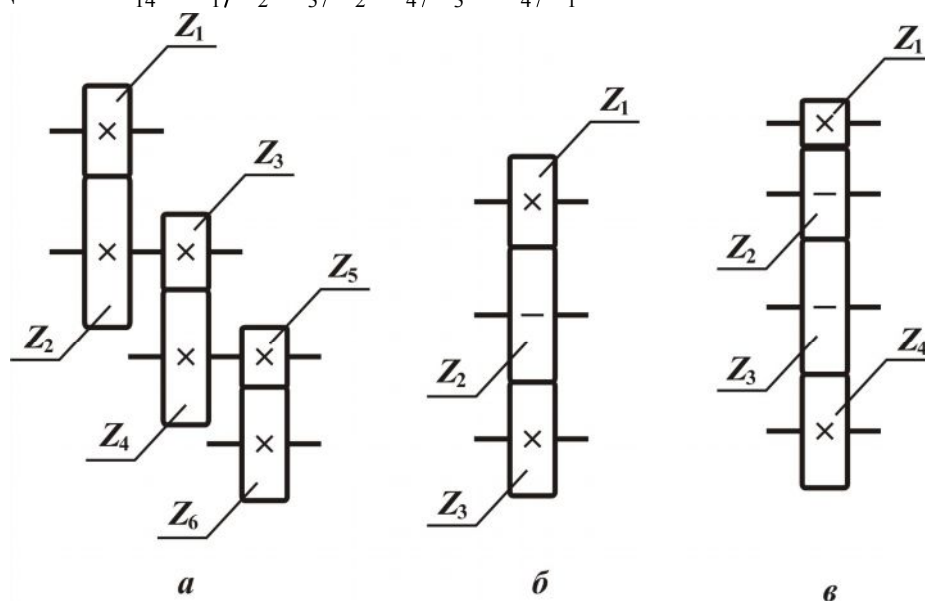


Рис. 5.10

Передачи, в которых промежуточные зубчатые колеса не изменяют передаточное отношение, применяют в двух случаях:

- 1) межосевое расстояние между ведущим и ведомым валами велико для одной пары колес;
- 2) на ведомом валу необходимо сохранить направление вращения ведущего вала (в этом случае число промежуточных колес должно быть четным). Промежуточное зубчатое колесо, одновременно зацепляющееся с двумя другими так, что по отношению к одному является ведомым,

а по отношению к другому – ведущим, называется *паразитным*;

3) если в одной конструкции объединить рассматриваемые схемы (см. рис 5.10,б и рис 5.10,в), то получится *реверсивный механизм*, с помощью которого при неизменном направлении вращения ведущего вала ведомый вал будет изменять направление вращения в зависимости от числа включенных колес – четного или нечетного.

Геометрические элементы зубчатого зацепления

Шаг зубчатой передачи (расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев колеса, измеренное по делительной окружности) $p = \pi \cdot \frac{d}{z}$. Отсюда можно определить *диаметр делитель-*

ной окружности (см. рис. 5.9) $d = \frac{p \cdot z}{\pi}$. Для первого колеса

$d_1 = p \cdot \frac{z_1}{\pi}$, для второго – $d_2 = p \cdot \frac{z_2}{\pi}$. Поскольку величина $\frac{p}{\pi}$, имеющаяся

в обоих выражениях, не может быть подсчитана точно, более удобно взамен ее ввести величину m [мм], называемую *модулем зубчатого колеса*:

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Значения модуля, являющегося основной геометрической характеристикой зубчатого колеса, стандартизованы, что облегчает изготовление и подбор зубчатых колес.

Расстояние от делительной окружности до вершины зуба называется *высотой головки зуба* h_a (см. рис. 5.9), а от делительной окружности до основания зуба – *высотой ножки зуба* h_f .

Для цилиндрического зубчатого колеса можно легко определить основные размеры:

диаметр делительной окружности $d = mz$;

диаметр окружности вершин $d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot (z + 2)$;

диаметр окружности впадин $d_f = d - 2,4 \cdot h_f = m \cdot (z - 2,5)$;

расстояния между центрами колес $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$.

Модуль готового колеса легко определить, измерив диаметр окружности вершин и разделив его на число зубьев, увеличенное на два (с последующим округлением до ближайшей стандартной величины), то

есть

$$m = \frac{d_a}{z + 2}.$$

Приведенные выше зависимости справедливы только для прямо-зубых колес. Геометрический расчет косозубых и шевронных колес более сложен и здесь не приводится.

5.1.3.2. Червячная передача

Червячная передача является зубчато-винтовой, состоит из червячного (косозубого) колеса с зубьями специальной формы и червяка-винта с трапециевидальной резьбой. Она применяется для передачи вращения между валами, геометрические оси которых скрещиваются (рис. 5.11).

Для обеспечения зацепления шаг червяка должен быть равен окружному шагу червячного колеса. Червяк, как и обычный винт, может быть одно- и многозаходным. Если повернуть однозаходный червяк на один оборот, то связанное с ним червячное колесо повернется на угол, соответствующий одному шагу; при двухзаходном червяке поворот будет равен углу, соответствующему двум шагам, и т. д.

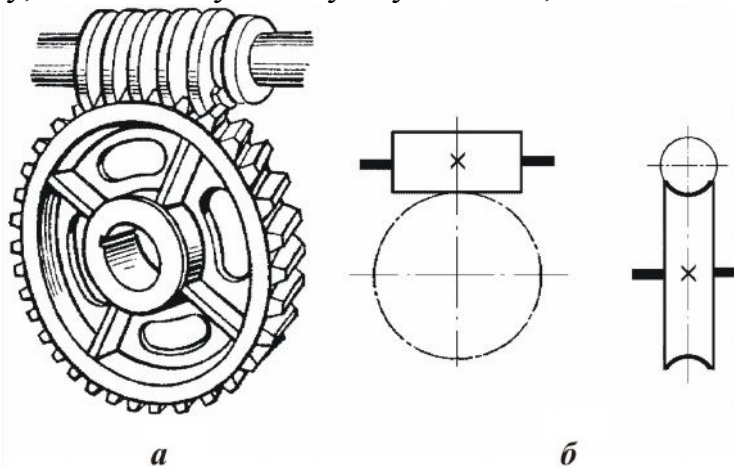


Рис. 5.11

Следовательно, *передаточное отношение червячной передачи выражается через отношение числа зубьев колеса к числу заходов резьбы на червяке*, то есть $i_{12} = \frac{Z_{\text{колеса}}}{Z_{\text{червяка}}}.$

Червячная передача по сравнению с другими имеет такие преимущества, как плавность и бесшумность работы, возможность получать большие передаточные отношения. Например, вполне возможна червячная передача, у которой $Z_{\text{колеса}} = 50$ и $Z_{\text{червяка}} = 1$, то есть $i_{12} = 50$.

Также к достоинствам червячной передачи можно отнести свой-

ство ее самоторможения, то есть движение может передаваться только от червяка к колесу, а это очень важно в грузоподъемных механизмах, так как передача позволяет обходиться без тормоза.

Однако в червячной передаче наиболее низкий КПД из-за больших потерь мощности на трение. Чтобы их снизить, для изготовления рабочих частей червячного колеса (венца) обычно используют антифрикционные материалы, например бронзу.

5.1.3.3. Зубчатая коническая передача

Механизм с коническими зубчатыми колесами (рис. 5.12) применяется при передаче вращения между валами с пересекающимися геометрическими осями, чаще всего перпендикулярными.

Передаточное отношение зубчатой конической передачи выражается, как и в цилиндрической передаче, через отношение зубьев ведущего и ведомого валов, то есть

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

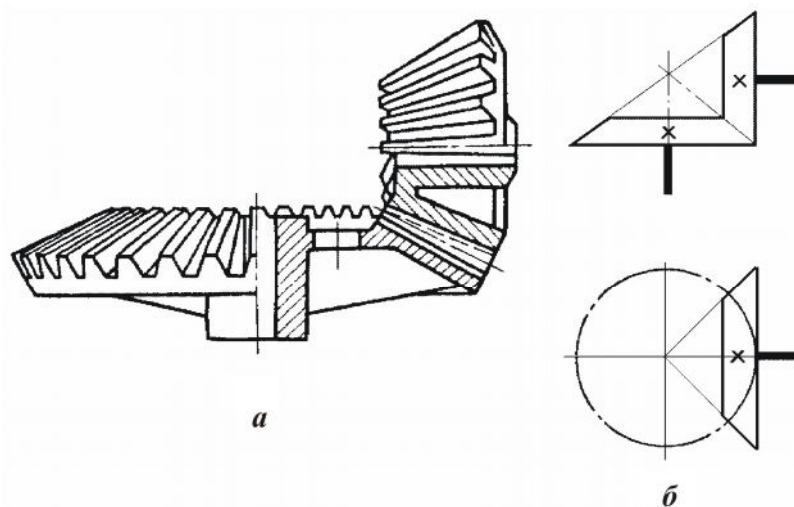


Рис. 5.12

Зубчатая коническая передача, подобно цилиндрической, может быть выполнена как с внешним, так и с внутренним зацеплением.

5.1.3.4. Планетарные и дифференциальные передачи

Все рассмотренные ранее передачи имеют одну общую особенность: геометрические оси их валов в пространстве неподвижны.

Передача, имеющая в своем составе зубчатые колеса с движущимися геометрическими осями, называется *планетарной*. Такое назва-

ние она получила потому, что одновременное вращение колеса вокруг своей оси и оси неподвижного колеса подобно движению планет вокруг Солнца. Планетарные передачи компактны и позволяют получить очень большие передаточные отношения.

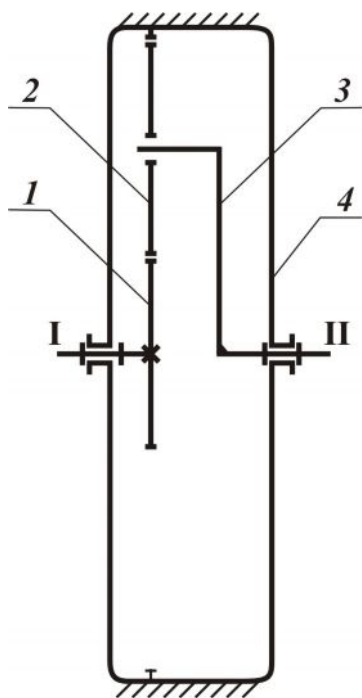


Рис. 5.13

Ведущим колесом планетарной передачи (рис. 5.13) является зубчатое колесо *1*, которое называется *центральной*, или *солнечным*. В зацеплении с ним находится колесо *2*, называемое *сателлитом* (спутником), и связанное с солнечным колесом водилом *3*. Чтобы иметь возможность вращаться вокруг солнечного колеса и тем самым приводить в движение водило, сателлит внутренним зацеплением соединен с зубчатым колесом *4*, которое неподвижно закреплено в корпусе механизма и называется *неподвижным*, или *упорным* колесом.

Если в рассмотренной передаче освободить упорное колесо, то получится *дифференциальная* передача. В этом случае движение водила (оно является ведомым) будет результатом сложения двух независимых движений ведущих колес – *1* и *4*. Дифференциальные механизмы позволяют не только суммировать два движения, но и, наоборот, передавать движение от одного ведущего вала к двум ведомым при разной их относительной скорости.

5.1.4. Цепная передача

Цепная передача, как и ременная, относится к передачам с промежуточным звеном (передача гибкой связью).

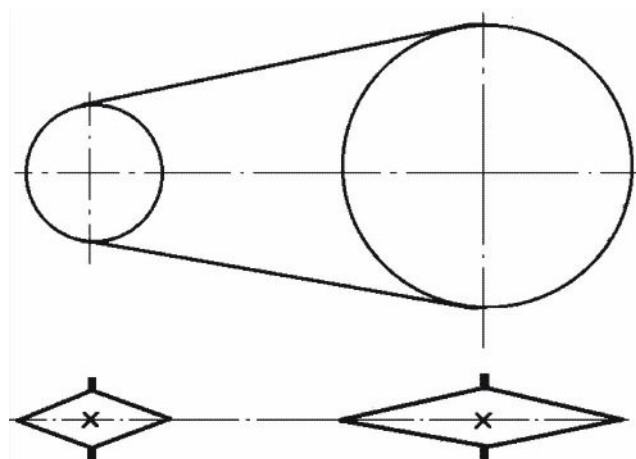


Рис. 5.14

Цепная передача (рис. 5.14) осуществляется при помощи бесконечной цепи, охватывающей две (или более) звездочки – колеса с зубьями специального профиля. Она служит для передачи движения только между параллель-

ными валами.

В отличие от ременной передачи цепная передача работает подобно зубчатой – без проскальзывания.

Основные достоинства цепной передачи:

- компактность;
- меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы;
- возможность передачи движения на значительные расстояния до (5–8 м);
- возможность передачи движения одной цепью нескольким валам;
- сравнительно высокий КПД передачи (до 0,98).

Недостатки цепной передачи:

- увеличение шага цепи (цепь вытягивается) вследствие износа шарниров, что требует применения натяжных устройств;
- более сложный уход по сравнению с ременными передачами (смазка, регулировка, устранение перекоса валов);
- повышенный шум.

Передаточное отношение цепной передачи выражается через отношение зубьев ведомой и ведущей звездочек, то есть

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Цепные передачи широко применяются в устройствах для обработки материалов, сельхозмашинах и транспортных устройствах. Современные цепные передачи используются при передаточных отношениях $i < 10$, при скоростях цепи до $V = 25$ м/с и для передачи мощности до 150 кВт.

По характеру выполняемой работы цепи делятся на приводные, грузовые, тяговые. В свою очередь, каждая группа по конструктивным признакам делится на различные типы. Например, приводные – на роликовые, втулочные и зубчатые.

5.2. Механизмы, преобразующие движение

5.2.1. Зубчато-реечный механизм

Одним из простых и распространенных механизмов, преобразующих движение, является зубчато-реечный механизм (см. рис. 5.15), состоящий из зубчатого колеса и зубчатой планки с нарезанными на ней зубьями.

Зубчато-реечный механизм можно использовать для различных целей, например, вращая зубчатое колесо на неподвижной оси, поступа-

тельно перемещать рейку (в домкрате, механизме подачи сверлильного станка) или, обкатывая колесо на неподвижной рейке, перемещать ось колеса относительно рейки (при осуществлении продольной подачи суппорта в токарном станке).

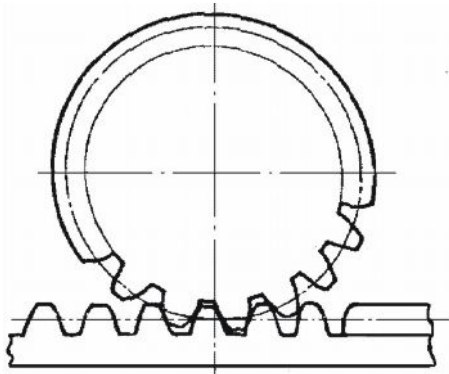


Рис. 5.15

Основные кинематические закономерности в зубчато-реечном механизме легко обнаружить, если соотнести скорость поступательного движения рейки (или оси колеса – во втором случае) с окружной скоростью колеса. Так как отсутствует проскальзывание, ясно, что эти скорости равны.

5.2.2. Кривошипно-шатунный механизм

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) – один из самых распространенных шарнирно-рычажных механизмов (рис.5.16).

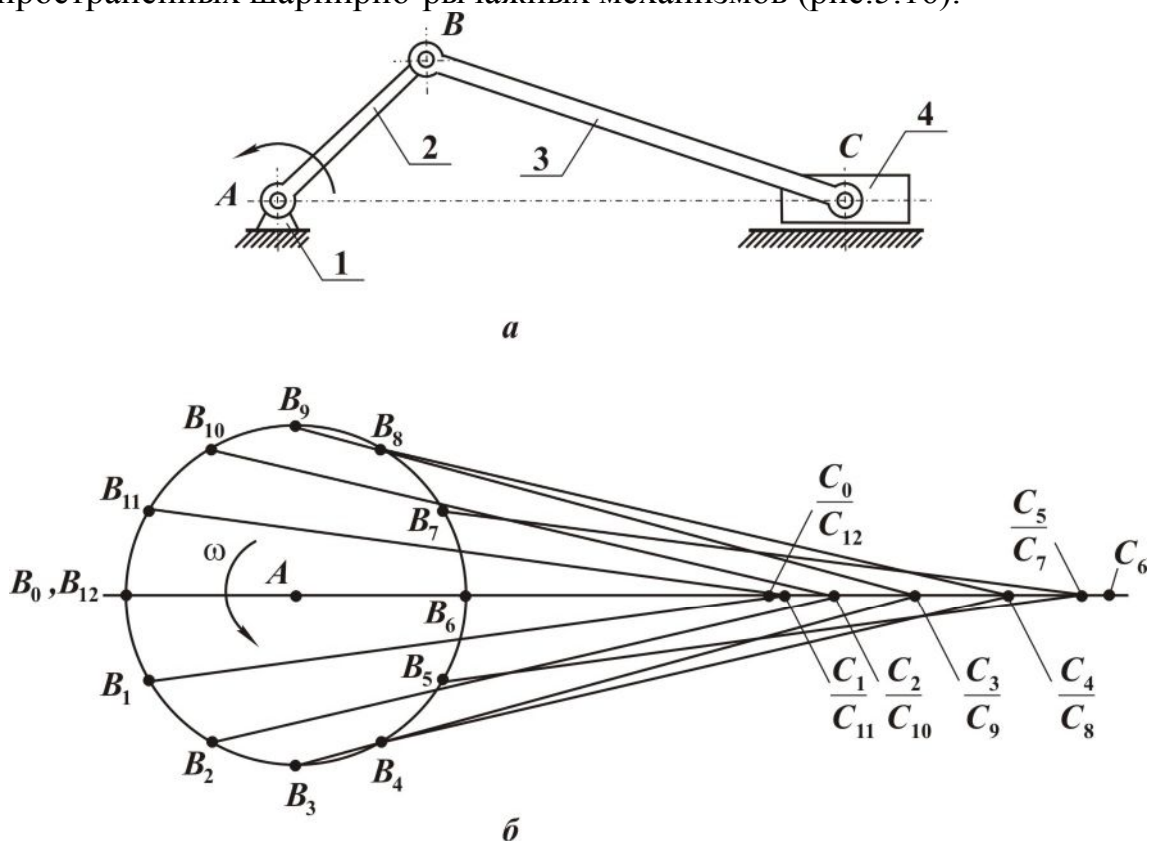


Рис. 5.16

Он применяется как для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное (например, механические ножовки, порш-

невые насосы), так и для преобразования поступательного движения во вращательное (например, двигатели внутреннего сгорания).

Кривошип (см. рис. 5.16,а) постоянно вращается, ползун 4 совершает возвратно-поступательное, а шатун 3 – сложное плоскопараллельное движение, стойка 1 является неподвижным звеном.

При повороте кривошипа на равные углы ползун проходит неравные участки пути. Это легко обнаружить, если на одной схеме изобразить звенья механизма в последовательно занимаемых им положениях (рис. 5.16,б). Таким образом, равномерное вращение кривошипа преобразуется в неравномерное возвратно-поступательное движение ползуна. Полный ход ползуна равен удвоенной длине кривошипа.

5.2.3. Кривошипно-кулисный механизм

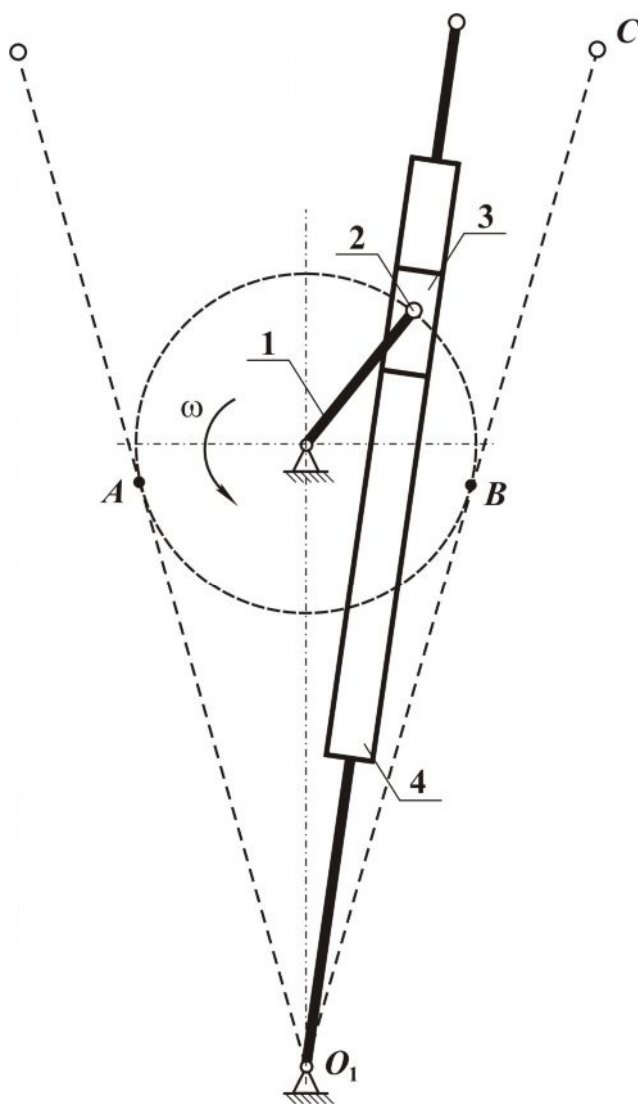


Рис. 5.17

В кривошипно-шатунном механизме скорости движения ползуна, то есть его перемещения от крайнего левого положения до крайнего правого и наоборот, равны. Но в некоторых случаях желательно получить иной закон движения ползуна. Например, в поперечно-строгальном станке необходимо иметь различные скорости рабочего и холостого ходов резца, совершающего возвратно-поступательное движение. Для этого применяют кривошипно-кулисный механизм (рис. 5.17).

Вокруг неподвижной оси вращается кривошип 1, на конце которого имеется палец 2. На палец свободно насажен ползун 3, скользящий в продольном прямолинейном пазу, прорезанном в рычаге 4 (кулисе). При вращении кривошипа ползун скользит в пазу кулисы и поворачивает ее вокруг не-

подвижной оси.

При перемещении пальца из положения *A* в положение *B* кулиса перемещается из крайнего левого положения в крайнее правое, а при дальнейшем перемещении пальца из положения *B* в *A* она совершает обратный ход. Так как углы поворота кривошипа, на конце которого находится палец, при этом не равны, то и время, а следовательно, и скорости движения кулисы будут различны.

В итоге резец, связанный с концом кулисы, будет в одном направлении совершать медленный (рабочий) ход, а в другом – быстрый (холостой).

5.2.4. Кулачковый механизм

Кулачковые механизмы позволяют осуществлять любой закон ведомого звена при непрерывном равномерном вращении ведущего звена. Простейший дисковый или плоский кулачковый механизм (рис. 5.18) представляет собой кулачок (диск) **1** с прижатым к нему пружиной **3** игольчатым толкателем (ползуном) **2**.

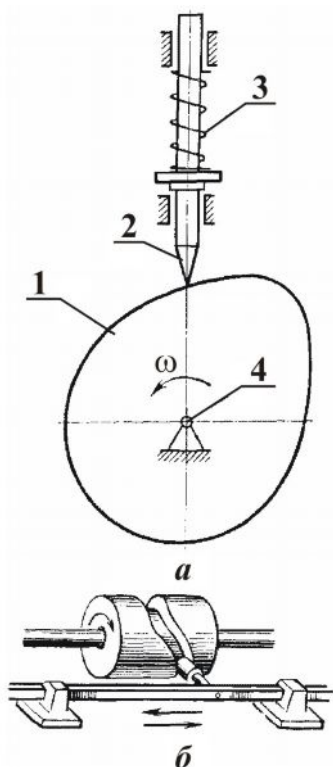


Рис. 5.18

При вращении вала **4** кулачок давит на толкатель, заставляя его совершать возвратно-поступательное движение. Изменяя профиль кулачка, можно как угодно изменять закон движения толкателя и связанного с ним рабочего органа машины. Именно эта особенность обеспечивает широкое применение кулачковых механизмов в металлорежущих станках-автоматах, ткацких станках, полиграфических машинах.

Кроме рассмотренного механизма, существует и более сложный кулачковый механизм – пространственный. В нем кулачок имеет форму цилиндра с расположенным на его поверхности замкнутым пазом (канавкой). В паз входит ролик, расположенный на оси, закрепленной в ползуне. При вращении кулачка ползун совершает возвратно-поступательное движение.

К числу недостатков кулачковых механизмов следует отнести

сложность изготовления профиля кулачка, от которого требуется, особенно для скоростных передаточных механизмов, большая точность.

5.2.5. Винтовые механизмы

Винтовой механизм, состоящий из пары винт-гайка, широко используется для преобразования вращательного движения в поступательное. Возможно несколько вариантов конструкции и, соответственно, применения такого механизма:

- ведущий винт – неподвижная гайка (винт, вращаясь, перемещается поступательно);
- ведущий винт – поступательно подвижная гайка;
- ведущая гайка – поступательно подвижный винт;
- ведущая гайка – вращательно-подвижный винт.

К **достоинствам** винтовых механизмов относятся: простота получения медленного поступательного движения и возможность большого выигрыша в силе, плавность, бесшумность, способность воспринимать большие нагрузки, возможность осуществления перемещений с высокой точностью, простота конструкции.

Недостатками винтовых механизмов являются большие потери на трение и, как следствие, низкий КПД. Во многих случаях применяют винты с углами подъема резьбы, обеспечивающими самоторможение, то есть не превышающими угла трения, при этом КПД винтовой пары ниже 50 %.

Винты в винтовых механизмах, в зависимости от назначения, разделяют на *грузовые* (домкраты, прессы, тиски) и *ходовые* (служащие для точной передачи движения в станках, измерительных устройствах).

Гайки грузовых и ходовых винтов, к которым не предъявляют высоких требований в отношении точности, выполняются цельными. Гайки точных винтовых механизмов имеют конструкцию, позволяющую уменьшить зазор между витками винта и гайки, образовавшийся в результате неточности при изготовлении или износа в процессе работы.

Кинематический расчет винтового механизма прост: за один оборот винта или гайки линейное перемещение равно ходу резьбы, то есть произведению шага на число заходов.

5.2.6. Механизмы прерывистого одностороннего действия

Прерывистое движение в одну сторону чаще всего осуществляет-

ся при помощи храповых и мальтийских механизмов.

Храповые механизмы применяют для осуществления движений подачи инструмента и обрабатываемого материала в различных станках. Кроме того, их используют в качестве тормозных устройств, препятствующих обратному ходу. Так, храповой механизм в грузоподъемных лебедках предотвращает падение поднятого груза.

Основой храпового механизма служит храповая пара (рис. 5.19), состоящая из останавливаемого звена **1**, которое называется *храповиком*, и останавливающего звена **2**, называемого *собачкой*, или *щеколдой*. Замыкая оба звена стойкой **3**, получаем храповой механизм.

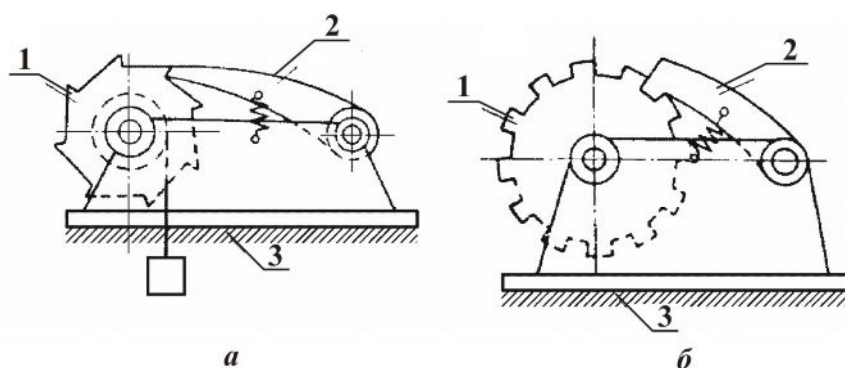


Рис. 5.19

Храповые механизмы делятся на два основных класса:

1) механизмы, в которых храповик задерживается собачкой только в одном направлении, а в другом может двигаться и приподнимать собачку (рис. 5.19,а);

2) механизмы, в которых храповик затормаживается в двух направлениях. К этому классу относятся механизмы, имеющие храповики с симметричными зубьями (рис. 5.19,б). Действие такого храповика соответствует работе двух противоположно действующих храповых механизмов.

Мальтийские механизмы (рис. 5.20) применяют для преобразо-

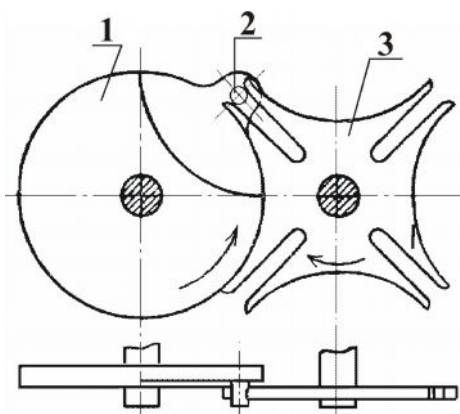


Рис. 5.20

вания непрерывного вращения ведущего звена **1** в прерывистое движение ведомого звена **3**. Палец **2**, закрепленный на ведущем звене **1**, последовательно входит в прорези ведомого звена (креста **3**). На рисунке показан момент начала движения креста **3**. Палец **2** находится в начале прорези. При вращении звена **1** по часовой стрелке палец входит внутрь прорези, приближаясь к оси вращения креста, а

затем начинает удаляться от оси и выходит из прорези.

Пока палец перемещается по прорези, крест поворачивается, а после выхода пальца из прорези крест останавливается. Палец, продолжая вращаться, через некоторое время входит в следующую прорезь креста, и движение повторяется.

Если крест имеет четыре прорези, как показано на рисунке, то при одном полном обороте пальца крест поворачивается на четверть оборота.

Мальтийские механизмы изготавливают с тремя, четырьмя, пятью, шестью и восемью прорезями креста, что соответствует $1/3$, $1/4$, $1/5$, $1/6$ и $1/8$ оборота ведомого звена на один оборот ведущего.

5.3. Детали и сборочные единицы передач вращательного движения

5.3.1. Валы и оси

Валы и оси – детали, несущие на себе вращающиеся части машины: зубчатые колеса, шкивы, барабаны, звездочки и т. д.

Ось обычно представляет собой сплошное или полое ступенчатое (реже гладкое) тело цилиндрической формы (рис. 5.21). Оси бывают вращающиеся и неподвижные. Например, вагонная ось с закрепленными на ней колесами вращается, а ось велосипеда неподвижна, колесо вращается относительно нее.

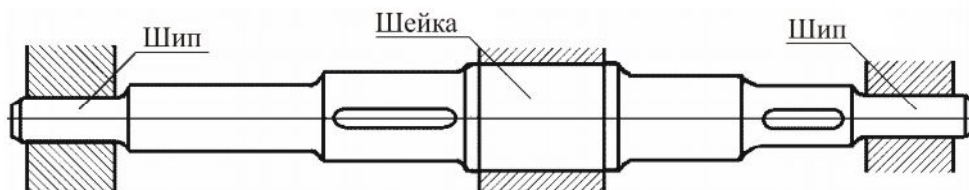


Рис. 5.21

Наиболее распространенные – прямые валы, по форме не отличающиеся от осей, но существенно отличаются от них по характеру работы. Одно из отличий – валы не могут быть неподвижными, они обязательно вращаются. Но главное отличие оси от вала состоит в том, что ось только несет на себе части машины, и следовательно, подвергается только изгибу, а валы, кроме того, еще и передают вращающий момент, а значит, испытывают одновременное действие изгиба и кручения. Например, шпиндель токарного станка представляет собой полый прямой вал. Вращающему моменту, который передается на шпиндель от электродвигателя (через промежуточные валы) противодействует момент,

создаваемый силой резания. Одна из составляющих этой силы, кроме того, изгибает шпиндель.

Оси рассчитывают как балки на поперечный изгиб, а валы – на усталостную прочность (выносливость в результате совместного действия изгиба и кручения).

5.3.2. Опоры осей и валов (подшипники)

Вращающиеся оси и валы своими шейками – цапфами (рис. 5.22) опираются на неподвижные опоры – подшипники. В зависимости от характера трения между вращающимися неподвижными деталями различают *подшипники скольжения* и *подшипники качения*.

Подшипники скольжения. Простейший подшипник скольжения для цапфы вала выполняется в виде отверстия в станине или корпусе машины, однако после износа он не может быть восстановлен.

Поэтому целесообразнее делать подшипники в виде самостоятельного узла – втулки с фланцем. Еще более совершенна конструкция, в которой внутрь такого подшипника запрессовывается втулка из специального антифрикционного материала (например, бронзы), что позволяет при износе заменять не весь подшипник, а только втулку.

Наиболее часто, особенно при больших нагрузках, применяют подшипник с разрезной втулкой – разъемными вкладышами (рис. 5.22). Он состоит из корпуса **1**, разъемного вкладыша **2**, крышки **3** и болтов **4**. Через специальные отверстия в крышке на трущиеся поверхности поступает масло. Такой разъемный подшипник удобно устанавливать на любом участке вала (неразъемный – только на концевой опоре – шипе).

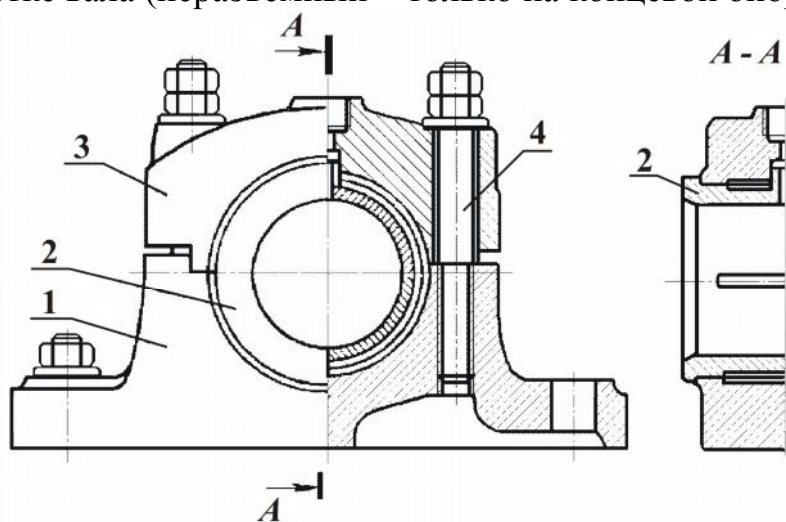


Рис. 5.22

Удобство монтажа и демонтажа, а также относительная простота

конструкции являются достоинством подшипников скольжения. Однако у них есть и существенные недостатки, в первую очередь – большие потери мощности на преодоление трения скольжения.

Подшипники качения. Широкое применение подшипников качения объясняется малой потерей мощности на преодоление трения, а также их унификацией.

Подшипник качения (рис. 5.23) состоит из внутреннего 2 и наружного 1 колец, тел качения 3 (в данном случае – шариков) и сепаратора 4.

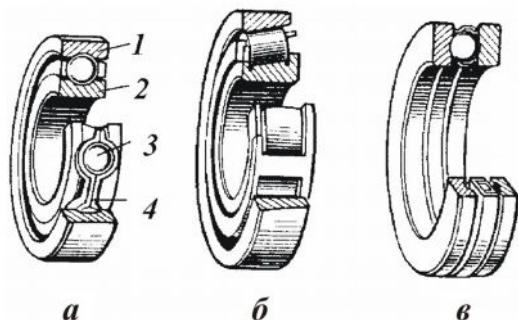


Рис. 5.23

Внутреннее кольцо насаживается на вал, а наружное закрепляется в корпусе.

Между вращающимся и неподвижным кольцами расположены тела качения, удерживаемые на постоянном расстоянии друг от друга сепаратором. В зависимости от формы тел качения подшипники делятся на шариковые, роликовые, игольчатые; а в зависимости

от числа рядов тел качения – на одно-, двух-, многорядные. По направлению нагрузок, для восприятия которых предназначены подшипники, различают: радиальные, осевые (упорные) и радиально-упорные.

Все подшипники стандартизированы. В зависимости от соотношения радиальных и осевых размеров их разделяют на серии: мягкую, среднюю и тяжелую.

Подшипники разделяют также по нагрузочной способности (динамической грузоподъемности), то есть по способности в течение определенного срока выдерживать без разрушения заданную нагрузку при заданной угловой скорости вращения вала. В справочных таблицах (каталогах подшипников) указывается динамическая грузоподъемность, по которой выбирают подшипник для конкретных условий работы.

5.3.3. Муфты

Муфты предназначены для передачи вращения с одного вала на другой, расположенный с ним соосно.

Если муфта рассчитана на постоянное соединение валов, то она называется постоянной. К постоянным муфтам относятся поперечно-свертная (см. рис. 5.24,а) и продольно-свертная (см. рис. 5.24,б) муфты, состоящие из двух полумуфт, соединенных болтами. Вращающий момент передается шпонками. Подобные муфты называются глухими, они

просты по конструкции, однако имеют существенный недостаток – необходимо точное центрирование соединяемых валов при сборке.

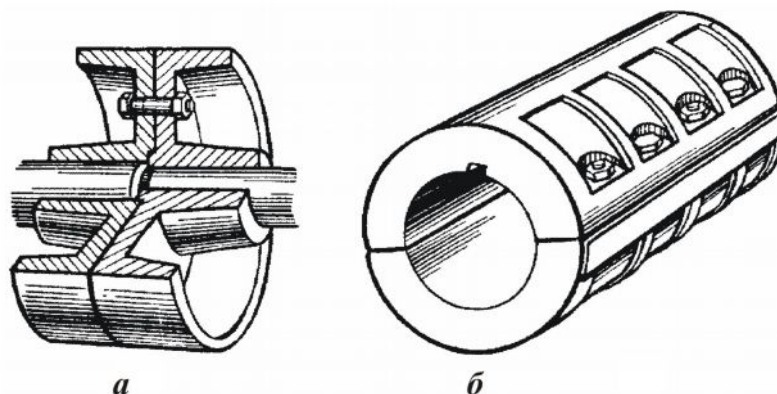


Рис. 5.24

Этого недостатка нет у компенсирующих муфт. Конструкция их сложнее, однако и возможности шире – они могут соединять валы, имеющие смещения и перекос геометрических осей.

Если в такой муфте смещение и перекос валов компенсируются упругими элементами, например стальными пластинчатыми пружинами или резиновыми кольцами, то ее называют упругой, если же упругих элементов нет – муфта называется жесткой.

Из упругих компенсирующих муфт наиболее широкое применение получили втулочно-кольцевые (рис. 5.25,*а*), не менее часто используют жесткие крестово-шарнирные муфты (рис. 5.25,*б*), состоящие из двух вилок и крестовины.

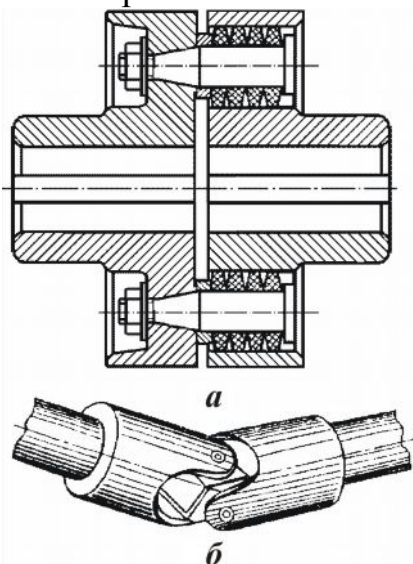


Рис. 5.25

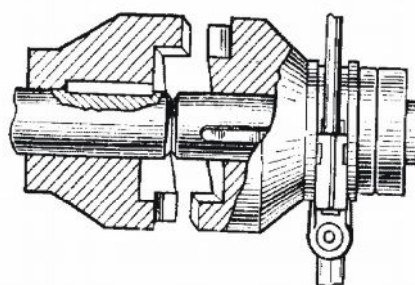


Рис. 5.26

При необходимости в процессе работы многократно соединять и разъединять валы применяют сцепные муфты, из которых наиболее часто применяют кулачковую (рис. 5.26). Одна из полумуфт жестко соединена с

валом, а другая может перемещаться вдоль него по шпонке или шлицам. При включении муфты кулачки, имеющиеся на торцевых поверхностях одной полумуфты, входят во впадины другой и передают вращение.

5.4. Соединения деталей

Соединения деталей машин могут быть *разъемными* и *неразъемными*. Разъемные соединения (болтовые, шпоночные, шлицевые и т. д.) можно разбирать и вновь собирать без разрушения деталей узла. Неразъемные соединения (заклепочные, сварные и другие) могут быть разобраны лишь путем разрушения сварного шва, заклепок или других элементов.

5.4.1. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения остаются еще распространенным видом неразъемного соединения при изготовлении металлических конструкций из легких сплавов, для которых еще не разработаны методы надежной сварки.

До недавнего времени заклепочные соединения широко применяли в различных инженерных сооружениях – судах, котлах, мостах, кранах и др. В последние десятилетия область применения таких соединений резко сузилась в связи с развитием методов сварки.

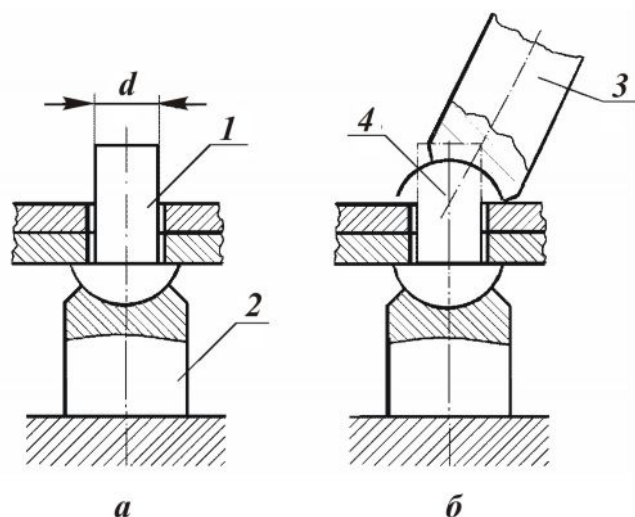


Рис. 5.27

появляемым деталям.

В процессе клепки выступающая часть цилиндрического стержня под ударами молотка или под давлением специальной клепальной машины на обжимку **3** превращается (расклепывается) в другую, так называемую *закрывающую головку 4* (рис. 5.27,б).

Основные типы заклепок показаны на рис. 5.28,а, 5.28,б и 5.28,в. Кроме этих заклепок, в самолетостроении и некоторых других отраслях

резко сузилась в связи с развитием методов сварки.

Заклепка (рис. 5.27,а) – цилиндрический стержень **1** круглого поперечного сечения, на конце которого имеется закладная головка **2**. Стержень заклепки вводят в просверленное (или продавленное) в соединяемых частях конструкции отверстия так, чтобы закладная головка плотно прижималась к скрепляемым деталям.

промышленности применяют специальные типы заклепок, например *пистоны* (см. рис. 5.28,з и 5.28,д).

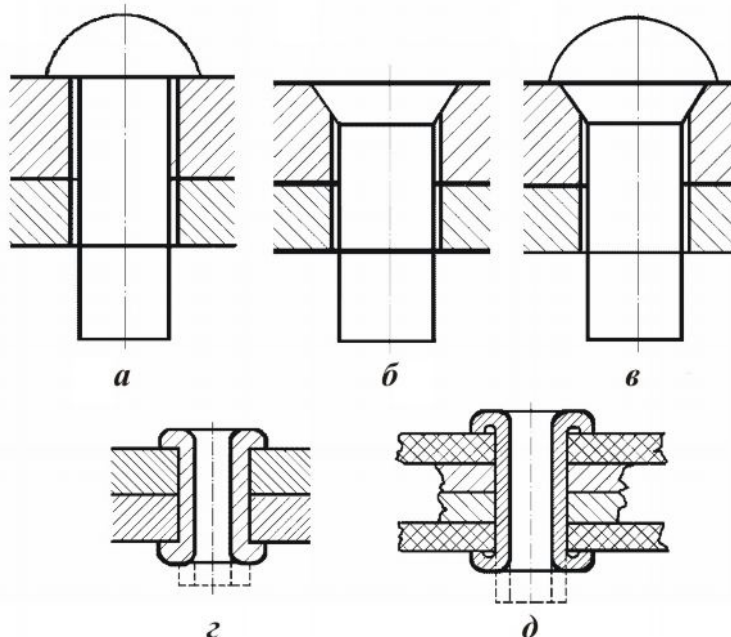


Рис. 5.28

В качестве материала для заклепок используют малоуглеродистую сталь, медь, алюминий и другие, в зависимости от назначения шва и материала склепываемых деталей.

Место соединения листов с помощью заклепок называется заклепочным швом.

По назначению различают заклепочные швы:

- *прочные*, от которых требуется только прочность конструкции;
- * *плотные*, которые, помимо прочности, должны обеспечивать герметичность конструкции, например: паровых котлов, цистерн.

По взаимному расположению листов различают заклепочные швы *внахлестку* и *встык*, с одной или двумя накладками. В зависимости от расположения заклепок швы делятся на *однорядные* и *многорядные*. Заклепки могут располагаться в *шахматном порядке* или *параллельными рядами*.

5.4.2. Сварные соединения

В современном производстве в качестве неразъемных соединений широкое распространение получили соединения, осуществляемые при помощи сварки.

Сварка – процесс соединения металлических частей пу-

тем применения местного нагрева с доведением свариваемых участков до пластического или жидкого состояния.

В первом случае соединение частей достигается при помощи их дальнейшего сдавливания.

Основные преимущества сварки по сравнению с заклепочными соединениями:

1. Экономия материала и облегчение конструкции, что достигается благодаря:

- лучшему использованию материала, так как их рабочие сечения не ослабляются отверстиями под заклепки, поэтому при сварке можно применять меньшие сечения;
- возможности применения стыковых швов, не требующих накладок;
- меньшему весу соединительных элементов при сварке (вес заклепок больше веса сварных швов).

2. Уменьшение трудоемкости в связи с исключением операций разметки и сверления отверстий, кроме того, сварка может быть автоматизирована.

3. Возможность соединения деталей с криволинейным профилем.

4. Плотность соединения.

5. Бесшумность технологического процесса.

Основными видами сварки являются: газовая, контактная, электродуговая.

Газовая сварка. Свариваемый металл в месте соединения доводится до плавления. Необходимая для этого температура получается при сжигании горючих газов (ацетилена и др.) в струе кислорода.

Высокая температура сгорания ацетилена позволяет сваривать толстые металлические части (до 40 мм).

Газовую сварку применяют для сваривания элементов из малоуглеродистых сталей, тонких стальных листов, чугунов, цветных металлов и сплавов.

Исключительное место занимают процессы газовой резки металла. Прорезы получаются за счет сгорания металла в струе кислорода.

Контактная сварка. Металл разогревается теплом, выделяющимся при прохождении тока через стык соединяемых элементов, доводится до пластического состояния и сдавливается. Методом контактной сварки соединяют встык полосовой и круглый материал (стыковая сварка) и внахлестку тонколистовой материал (точечная, роликовая сварка).

Электродуговая сварка. При этом методе сварки металл расплавляется теплом электрической дуги, образуемой в месте сварки меж-

ду электродом и свариваемыми деталями.

Различают электродуговую сварку плавящимся и неплавящимся электродом. На рис. 5.29 показана принципиальная схема электродуговой сварки плавящимся электродом.

Дуговая сварка может производиться вручную и на специальных высокопроизводительных автоматах, обеспечивающих высокое качество шва.

Сварные швы, выполняемые электродуговой сваркой, можно разделить на стыковые и угловые.

Стыковыми называют швы, которые соединяют торцы деталей, находящиеся в одной плоскости. Перед сваркой кромки стыкуемых торцов должны быть обработаны для облегчения доступа электрода к поверхностям, которые подлежат оплавлению.

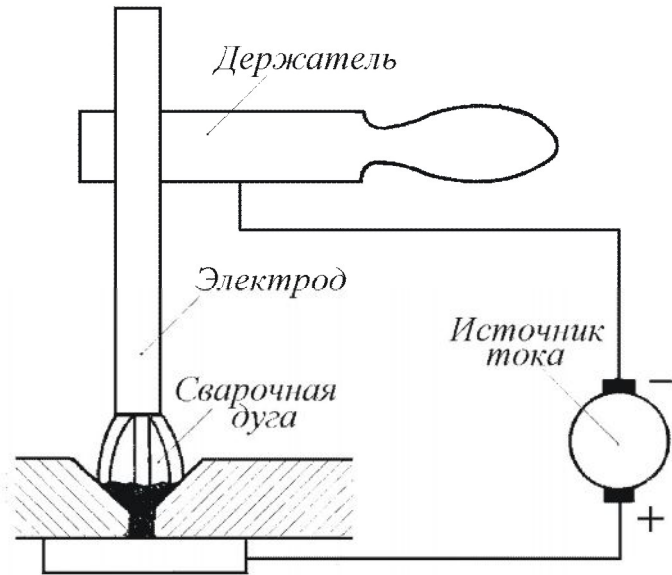


Рис. 5.29

Соединение внахлестку выполняют угловыми швами: лобовыми (рис. 5.30,а) или фланговыми (рис. 5.30,б).

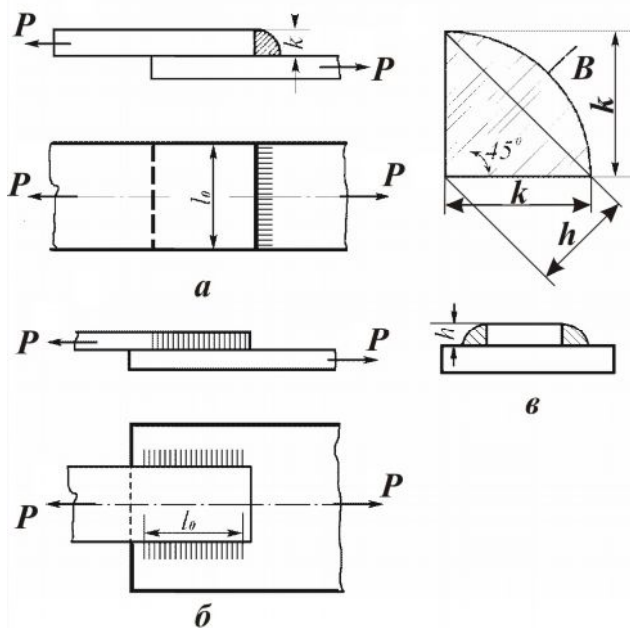


Рис. 5.30

Нормальный профиль углового шва представляет собой равнобедренный треугольник. Возможны швы усиленные и облегченные. Кроме соединений сплошным сварным швом, часто применяют прерывистый шов, а также электрозаклепки.

Сварка широко используется в машиностроении не только взамен клепки, но и при изготовлении деталей сложной конфигурации.

5.4.3. Клеевые соединения, соединения пайкой, запрессовкой, заформовкой

Клеевые соединения. Клеевое соединение применяют для соединения элементов из металла, металла и неметаллического материала (текстолита, пенопласта и др.), неметаллических материалов между собой.

Клеевое соединение имеет следующие основные преимущества по сравнению со сварными и заклепочными:

- возможность надежного соединения деталей из очень тонких листовых материалов;
- возможность скрепления разнородных материалов;
- гладкость поверхности клеевых конструкций;
- отсутствие концентрации напряжений;
- герметичность;
- стойкость против коррозии.

Недостатками клеевого соединения являются сравнительно низкая теплостойкость, относительно низкая прочность.

Прочность клеевых соединений зависит от конструкции соединения и видов внешних нагрузок, от марки клея, рабочей температуры соединения, времени, соблюдения технологии склеивания. Наибольшей прочностью при прочих равных условиях обладают соединения, работающие на чистый сдвиг или чистый отрыв.

На рис. 5.31,*а* показаны наиболее распространенные типы клеевых соединений листовых материалов, а на рис. 5.31,*б* – соединения труб.

Клеи чрезвычайно разнообразны. В настоящее время существует более ста различных марок, различающихся физико-механическими и технологическими свойствами.

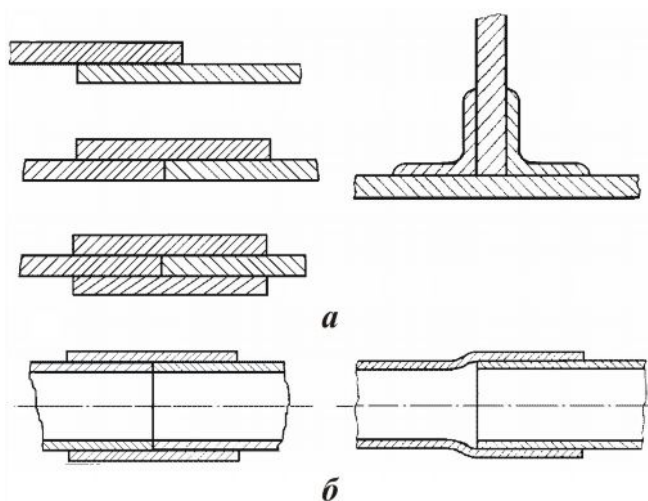


Рис. 5.31

Соединения пайкой. В некоторых случаях для создания соединения применяют пайку, например, в целях уменьшения электросопротивления в соединениях электрических схем и др.

Пайка осуществляется при помощи припоя. Расплавленный припой заполняет зазор между соединяемыми деталями и при затвердевании образует неразъемное соединение. Поверхность соединяемых деталей перед пайкой очищают при помощи специальных веществ – флюсов. В качестве флюсов обычно применяют канифоль, буру, хлористый цинк.

Припои, в зависимости от их температуры плавления, разделяют на легкоплавкие (мягкие), у которых температура плавления ниже 400°C , и тугоплавкие (твердые) с температурой плавления более 400°C .

Соединения запрессовкой. Для неподвижного соединения деталей цилиндрической формы может применяться прессовая посадка (например, соединения зубчатого колеса с валом, втулки с валом и др.). При прессовой посадке вал изготавливают большего диаметра, чем отверстие детали, поэтому посадка вала в отверстие осуществляется при помощи пресса, создающего необходимую силу, или при помощи нагрева охватываемой или охлаждения охватываемой детали.

Соединение заформовкой. Заформовкой соединяют металлические детали с пластмассой. Металлические детали погружают в жидкую или тестообразную пластмассу, которая затвердевает при остывании и образует прочное неразъемное соединение.

5.4.4. Шпоночные и шлицевые соединения

Шпоночные соединения. Шпонкой называют стержень, вводимый между валом **1** и посаженной на него деталью **2** (зубчатым колесом, шкивом, муфтой) для взаимного соединения и передачи вращающего момента от вала к детали или от детали к валу. Шпонки могут быть клиновые, призматические и сегментные. Примеры шпоночного соединения приведены на рис. 5.32. Шпонки изготавливают из стали, имеющей предел прочности $\sigma_g \geq 500 \text{ Н/м}^2$.

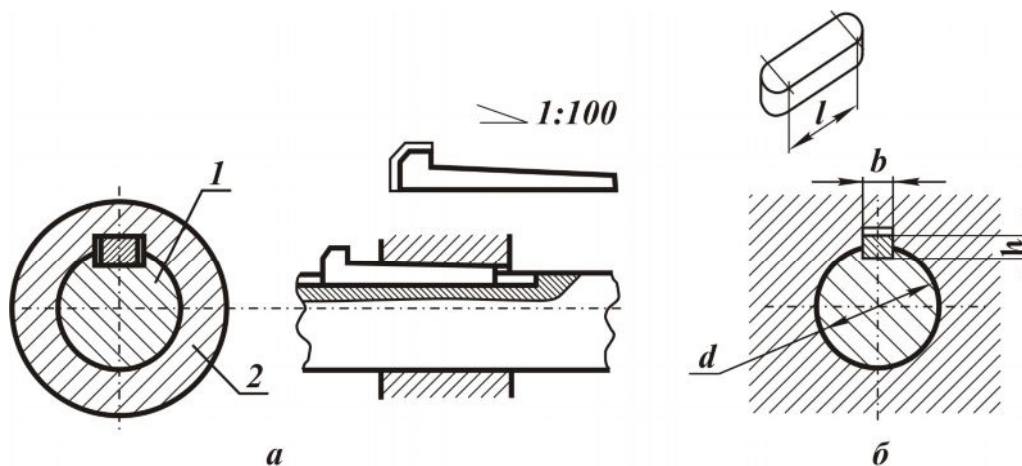


Рис. 5.32

Канавки для шпонок вызывают значительное ослабление валов, так как создают значительную концентрацию напряжений. Для снижения концентрации напряжений, а также для лучшего центрирования деталей и уменьшения напряжений смятия применяют шлицевое соединение деталей с валом. Этот вид соединений получил в последнее время наибольшее распространение.

Шлицевые соединения. Шлицевые соединения образуются выступами на валу и соответствующими впадинами в насаживаемой детали. Вал и деталь с отверстием обрабатывается так, чтобы боковые поверхности шлицов или участки цилиндрических поверхностей сопрягаемых деталей плотно прилегали друг к другу.

5.4.5. Резьбовые соединения

Резьбовые соединения, то есть соединения деталей с использованием резьбы, являются наиболее распространенными в машиностроительной практике и технике вообще. К ним относятся соединения с помощью резьбовых муфт, болтов, винтов, шпилек, стяжек и т. п. Основным элементом резьбового соединения является резьба.

Все применяемые в машиностроении резьбы разделяются на *крепежные* и *специальные*. Крепежная резьба имеет треугольный профиль. К крепежным резьбам относятся: *метрическая*, *дюймовая* и *трубная*.

Все крепежные резьбы имеют треугольный профиль. К специальным резьбам относятся: *трапецеидальная* и *прямоугольная*.

Профиль метрической резьбы – равносторонний треугольник с углом профиля, с основанием, равным шагу, и с притуплением (на $1/8$ высоты у винта и на $1/4$ высоты у гайки) вершиной (рис. 5.33).

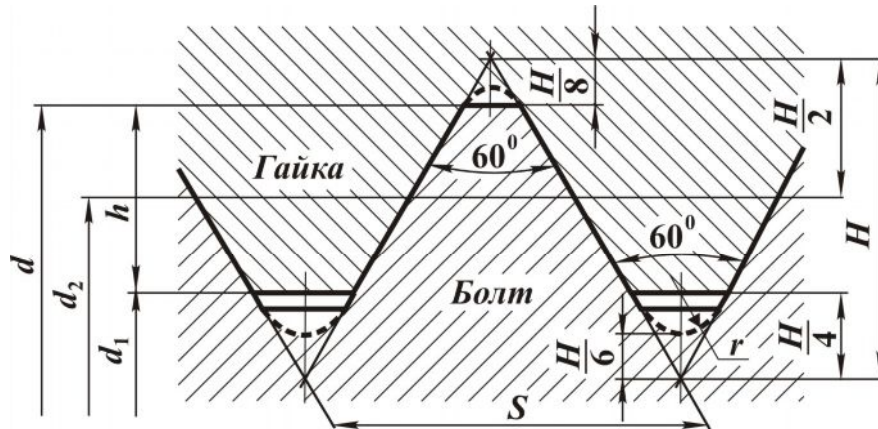


Рис. 5.33

Метрические резьбы делятся на резьбы с крупными и мелкими шагами. Резьбы с мелким шагом наиболее надежны по отношению к самоотвинчиванию при знакопеременных или вибрационных внешних нагрузках на соединение.

Дюймовая резьба – это резьба с углом профиля $\alpha=55^\circ$ и размерами в дюймах. Дюймовая резьба применяется только при замене изношенных частей имеющегося оборудования. Использовать ее во вновь изготавливаемых машинах не разрешается.

Трубная резьба (рис. 5.34) аналогична дюймовой, но не имеет зазоров при вершине; применяется для соединения труб, арматуры, то есть там, где необходима герметичность соединения.

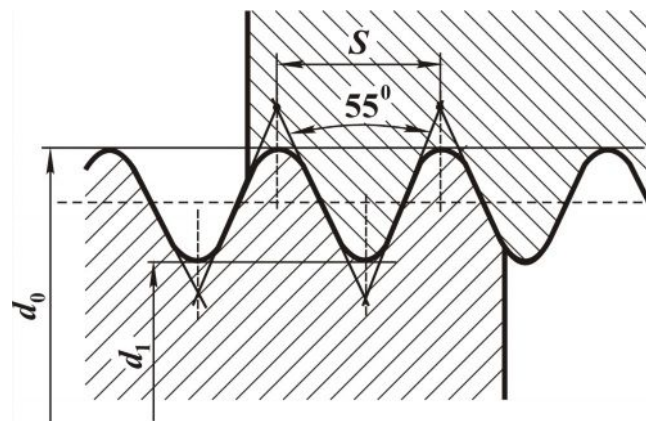


Рис. 5.34

Трапецидальная резьба (рис. 5.35) в профиле – равнобокая трапеция с углом профиля – применяется для силовых винтов, передающих движение в обе стороны

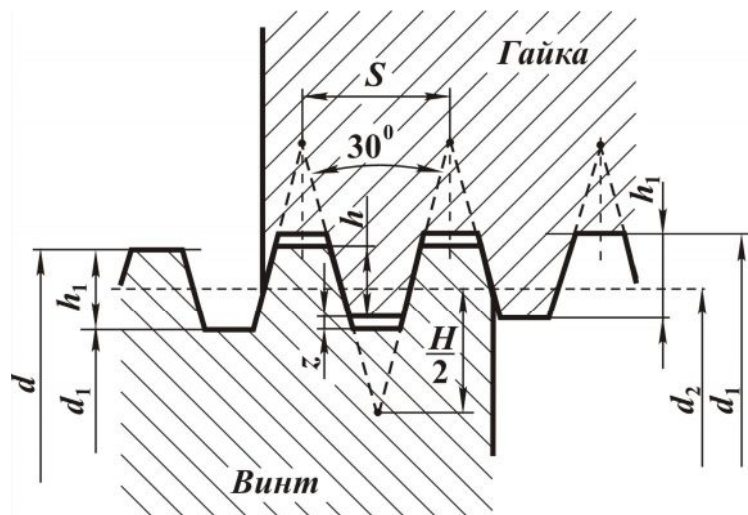


Рис. 5.35

Для грузовых винтов (домкратов, прессов и т. п.) применяется также прямоугольная резьба, которая имеет некоторые преимущества перед трапецеидальной (выигрыш в силе и больший КПД), но она не стандартизована и применяется сравнительно редко по следующим причинам:

- нарезание прямоугольной резьбы возможно только на токарном станке, а трапецеидальная может быть получена и на резьбофрезерном, что значительно производительнее;
- она менее прочна;
- возникающие при износе зазоры не регулируются.

Резьбовые крепежные изделия. К ним относятся: болты, винты, шпильки, гайки, детали трубопроводов (ниппели, сгоны, муфты и т. д.).

Болтом называется цилиндрический стержень с резьбой и имеющий головку. За головку болт вращается или, наоборот, удерживается от вращения при соединении деталей. Нарезанной частью болт ввинчивается в гайку.

Винт отличается от болта только тем, что вверчивается не в гайку, а в резьбовое отверстие одной из соединяемых деталей.

На рис. 5.36,а показано стандартное болтовое соединение двух деталей, состоящее из болта, гайки и шайбы.

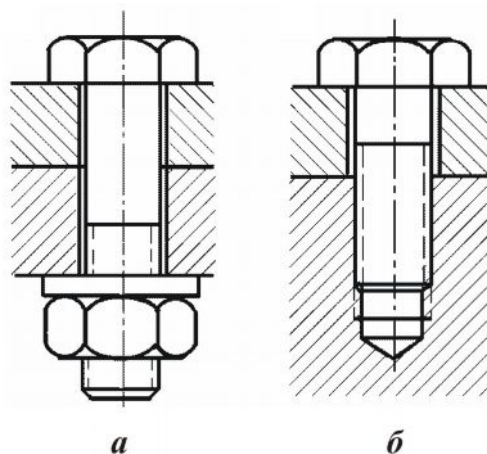


Рис. 5.36

Головка болта имеет форму шести- или четырехгранной призмы.

Стержень болта входит в отверстия соединяемых деталей с зазором. На стержень навинчивается гайка. Между гайкой и соединяемыми деталями, во избежание повреждения детали вращающейся гайкой, ставят кольцевую пластинку – шайбу.

Болтовое соединение применяется для соединения деталей малой толщины. Соединение винтом, ввинчиваемым в одну из скрепляемых деталей, показано на рис. 5.36,б. В зависимости от размеров и назначения болты и винты имеют различные головки (см. рис. 5.37): *a* – шестигранные; *б* – четырехгранные; *в* – цилиндрические с внутренним шестигранником; *г* – цилиндрические с внутренним шлицем под отвертку; *д* – полукруглые со шлицем; *е* – потайные со шлицем.

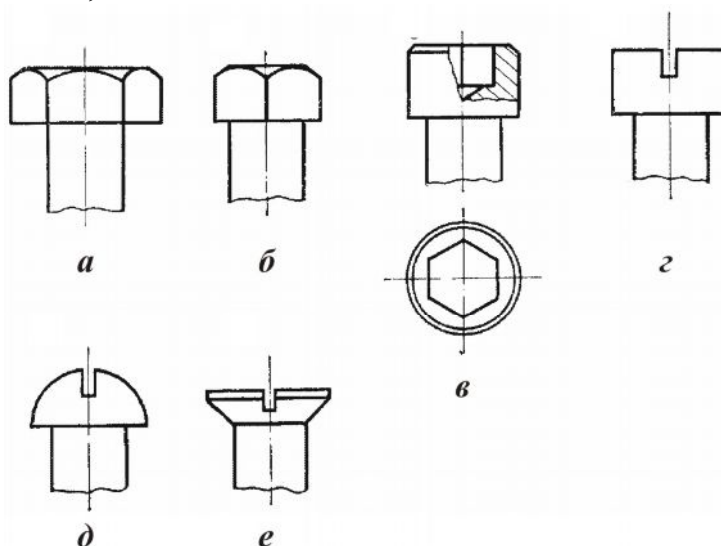


Рис. 5.37

Соединение деталей посредством шпильки представлено на рис. 5.38.

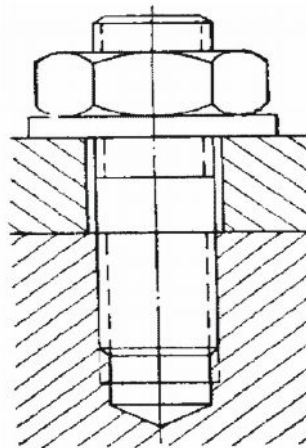


Рис. 5.38

Шпилька – цилиндрический стержень, имеющий винтовую нарезку с обоих концов. При соединении шпилькой ее ввертывают в одну деталь, а на другой конец наворачивают гайку.

Несмотря на то, что все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, при вибрациях возможны случаи самоотвинчивания. Во избежание самоотвинчивания применяют особые устройства, называемые гаечным замком. Некоторые из них приведены на рис. 5.39.

Контргайка (см. рис. 5.39,а) – вторая гайка, наворачиваемая поверх основной и создающая в резьбе силу трения.

Шплинт – проволока полукруглого поперечного сечения, сложенная вдвое и пропущенная через гайку и болт (рис. 5.39,б) или только через болт (рис. 5.39,в).

Пружинная шайба (рис. 5.39,г) – специальная шайба, подкладываемая под гайку. Отвертыванию гайки препятствуют острые края концов шайбы, упирающиеся в торец гайки и в прижимаемую деталь.

На рис. 5.39,д и 5.39,е изображены еще две конструкции замков. В обоих случаях повороту гайки препятствует загнутый край или лепесток специальной шайбы, подложенной под гайку.

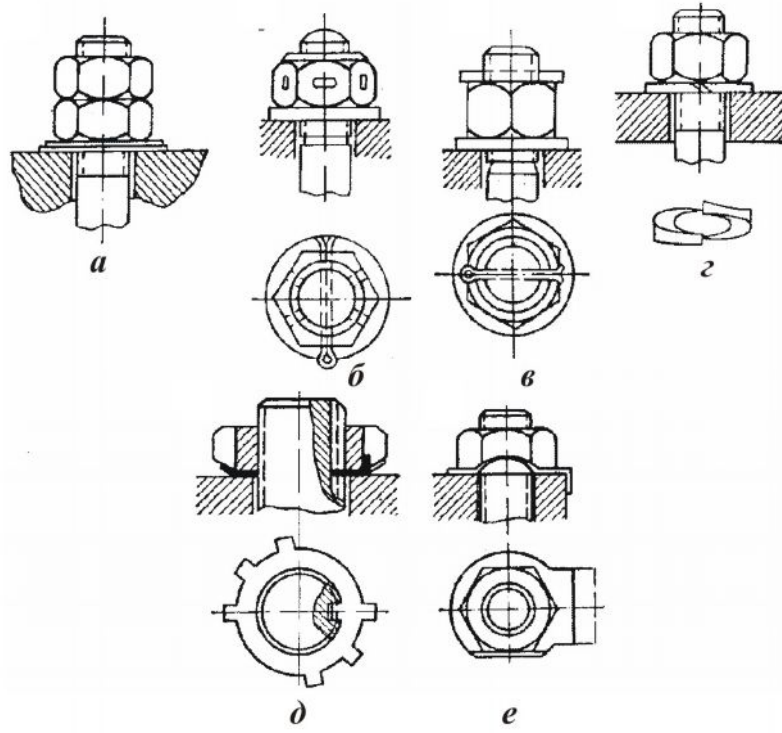


Рис. 5.39

Список литературы

1. Путьята Т. В., Можаровский Н. С. и др. Прикладная механика. – Киев.: Вища школа, 1977. – 536 с.
2. Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики. В двух томах. – СПб.: Лань, 2002. – 736 с.
3. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебник для вузов / С. М. Тарг. – 15 изд. стер.. – М.: Высшая школа, 2005. – 416 с.
4. Мещерский И. В. Задачи по теоретической механике: учебное пособие. – 38 изд., стереотип.. – СПб.: Лань, 2001. – 448 с.
5. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1976. 607 с.
6. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов: учебник для вузов / 9 изд., перераб. – М.: Наука, 1986. – 512 с.
7. Степин П. А. Сопротивление материалов: учебник / 8 изд. – М.: Высшая школа, 1988. – 367 с.
8. Айзенберг Т. Б. и др. Руководство к решению задач по теоретической механике. – М.: Наука, 1970. – 416 с.
9. Миролубов И. Н. и др. Пособие к решению задач по сопротивлению материалов. – М.: Машиностроение, 1974. – 493 с.
10. Борисов М. И., Зуев Ф. Г. Основы технической механики и детали механизмов приборов. – М.: Машиностроение, 1977. – 341 с.
11. Мовнин М. С. и др. Основы технической механики. – Л.: Судостроение, 1969. – 568 с.