

Курс лекций по механике

Детали машин
(часть 2)

Содержание

- Лекция 10. Валы и оси.
- Лекция 11. Подшипники.
- Лекция 12. Муфты.
- Лекция 13. Соединения деталей машин.
- Лекция 14. Разъёмные соединения для передачи крутящего момента.
- Лекция 15. Корпусные детали, смазочные и уплотняющие устройства.
- Лекция 16. Упругие элементы машин.
- Лекция 17. Сварка.

ЛИТЕРАТУРА (ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЭКЗАМЕНУ И ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА)

1. Иванов, М.Н. Детали машин. / М.Н. Иванов. -6-е изд. - Москва: Высшая школа, 2000. - 383 с.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин. Д.Н. Решетов.- 4-е изд. - Москва: Машиностроение, 1989.-496 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев,О.П. Леликов. - Москва: Высшая школа.2004. - 352 с.
4. Скойбеда, А.Т. Прикладная механика / А.Т. Скойбеда. [и др.]; под общ. ред. А.Т. Скойбеды. - Минск: Вышэйшая школа, 1997. - 522 с.
5. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования./ А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н.Макейчик.- Минск: Вышэйшая школа, 2006. - 584 с.: ил.
6. Скойбеда, А.Т. Прикладная механика. Курсовое проектирование / А.Т. Скойбеда [и др.] – Минск: БГПА, 2010.- 177 с.
7. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда - Минск: УП «Технопринт», 2002.- 290с.
8. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. / В.И. Анурьев. - Москва: Машиностроение, 1982. - Т.1 - 736 с. Т.2 - 584 с. Т.3 - 576 с.

1. Иванов, М.Н. Детали машин: Курсовое проектирование / М.Н Иванов, В.Н. Иванов. - Москва: Вышэйшая школа, 1975. - 551 с.
2. Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г Куклин, Г.С. Куклина - Москва: Высшая школа, 1979.- 310с.
3. Кузьмин, А.В. Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие / А.В. Кузьмин [и др.] - Минск: Вышэйшая школа, 1982, ч.1.- 208 с.; ч. 2.-334с.
4. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин /С.А. Чернавский. [и др.]. - М.: Машиностроение, 1988. - 416 с.
5. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин /А.Е. Шейнблит. - Москва: Высшая школа, 2000.- 432 с.
6. А.Т. Скойбеда, А.М. Статкевич. Детали машин. Курсовое проектирование. Методические указания по оформлению курсового проекта(работы). –Минск: БНТУ, 2007 -84 с.
7. Скойбеда А.Т., Статкевич А.М., Калина А.А. Проектирование механических передач. Эскизный проект: методическое пособие. Минск, БНТУ, 2014, 112 с.

Валы и оси

Лекция №10

Назначение, классификация валов и осей

◀◀ Лекция 10 ▶▶

Определения:

Вал – деталь машины или механизма предназначенная для передачи вращающего или крутящего момента вдоль своей осевой линии (рис. 10.1).

Ось – деталь машины или механизма, предназначенная для поддержания вращающихся частей и не участвующая в передаче полезного вращающего или крутящего момента (рис. 10.2).

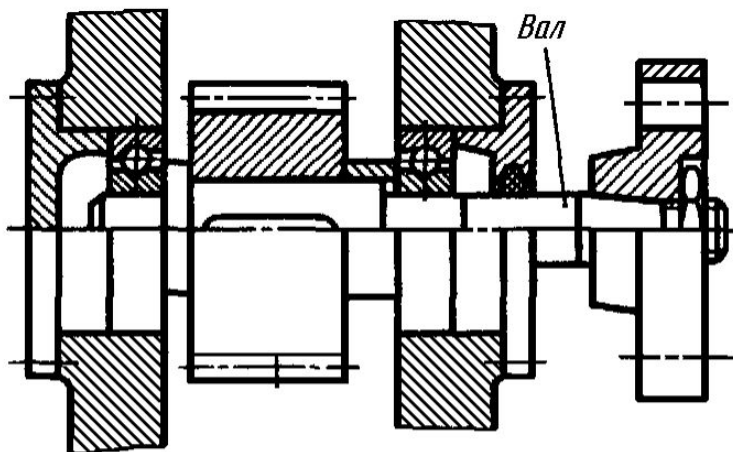


Рис. 10.1. Вал редуктора.

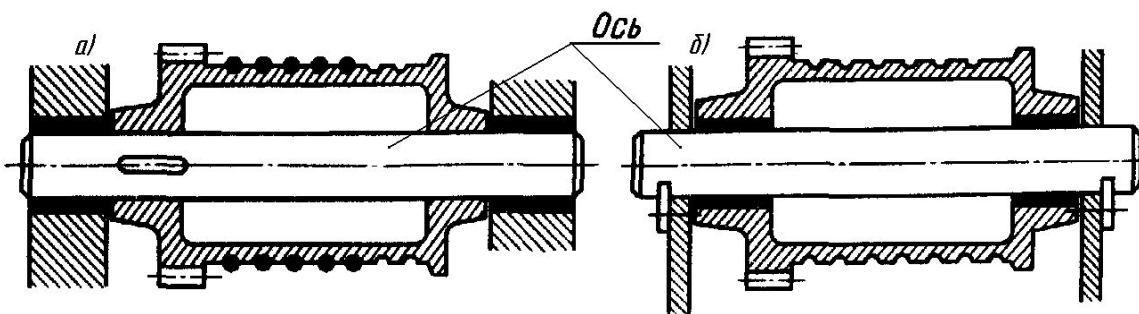


Рис.10.2.Ось барабана лебёдки:
а) вращающаяся; б) неподвижная.

Валы несут на себе детали механизма и поэтому, в зависимости от конструкции, работают или *при совместном действии изгиба и кручения*, или *только при кручении*. Достаточно часто используются *частные варианты валов*, выделенные в отдельные группы – *торсионные валы (торсионы) и оси*.

Торсионы передают только *вращающие* моменты.

Оси работают только на *изгиб*, так как не передают вращающего момента.

Наиболее широко распространены в технике *прямые* валы и оси.

Классификация валов и осей:

1. По форме продольной геометрической оси –
 - 1.1. *прямые* (продольная ось – прямая линия), валы редукторов, валы коробок передач;
 - 1.2. *коленчатые* (продольная геометрическая ось разделена на несколько параллельных отрезков, смещённых друг относительно друга в радиальном направлении), например, коленвал двигателя внутреннего сгорания;
 - 1.3. *гибкие* (продольная геометрическая ось является линией переменной кривизны, изменяемой в процессе работы механизма или при монтажно-демонтажных мероприятиях), вал привода спидометра автомобилей.
2. По функциональному назначению –
 - 2.1. *валы передач*, они несут на себе элементы, передающие вращающий момент (зубчатые или червячные колёса, шкивы, звёздочки, муфты и т.п.) и в большинстве своём снабжены концевыми частями, выступающими за габариты корпуса механизма;

2.2. трансмиссионные валы для распределения мощности одного источника к нескольким потребителям;

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

3. Прямые валы по форме исполнения и наружной поверхности –

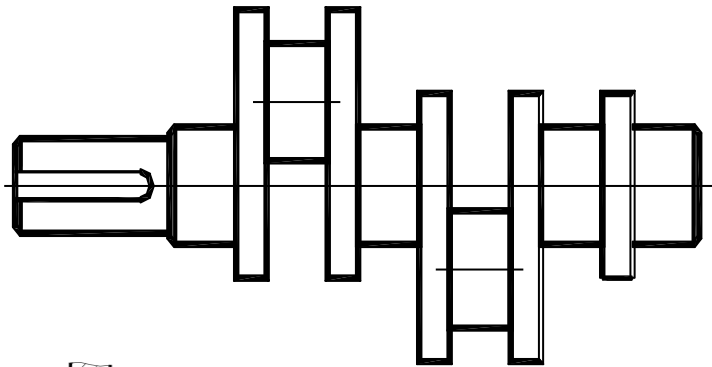
3.1. гладкие валы имеют одинаковый диаметр по всей длине;

3.2. ступенчатые валы содержат участки, отличающиеся друг от друга диаметрами;

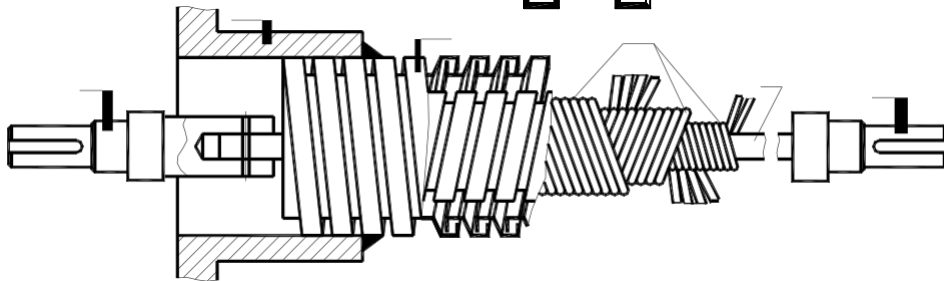
3.3. полые валы снабжены осевым отверстием, простирающимся на большую часть длины вала;

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

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



Коленчатые валы применяют в поршневых двигателях и компрессорах.



Гибкие валы выпускаются трех типов:

- ВС (гибкие проволочные валы),
- ВС-Б (гибкие проволочные валы с броней),
- В (гибкие валы).

Такие валы обладают *высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе*. Валы первых двух типов используются в силовых цепях передачи энергии, а валы последнего типа – в приводах управления, в приводах автомобильных приборов и т.п.

Конструктивные элементы валов

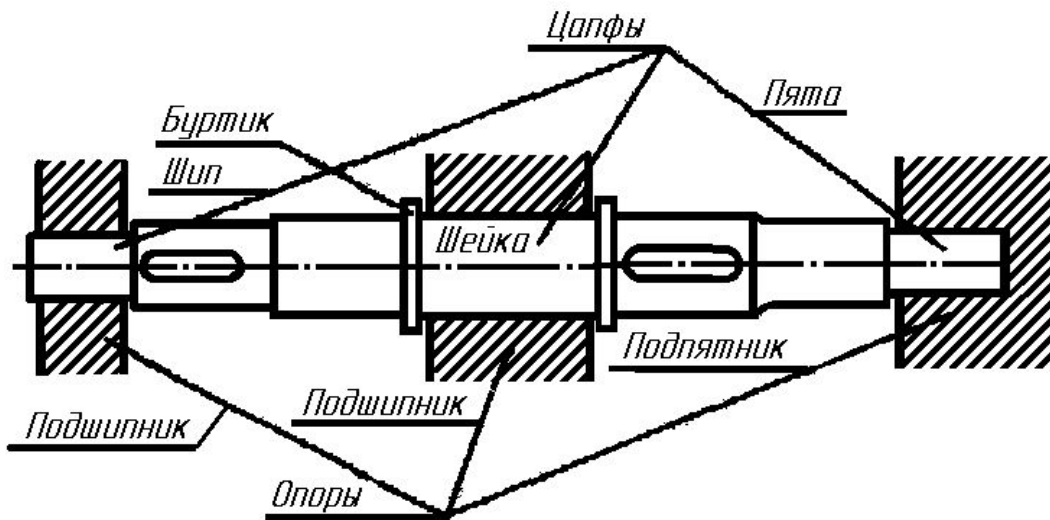


Рис. 10.3. Основные элементы вала.

Цапфы – опорные части валов и осей, которые передают действующие на них нагрузки корпусным деталям.

Шейка – цапфа в средней части вала.

Шип – концевая цапфа, передающая на корпус только радиальную или радиальную и осевую нагрузки вместе.

Пята – концевая цапфа, передающая только осевую нагрузку.

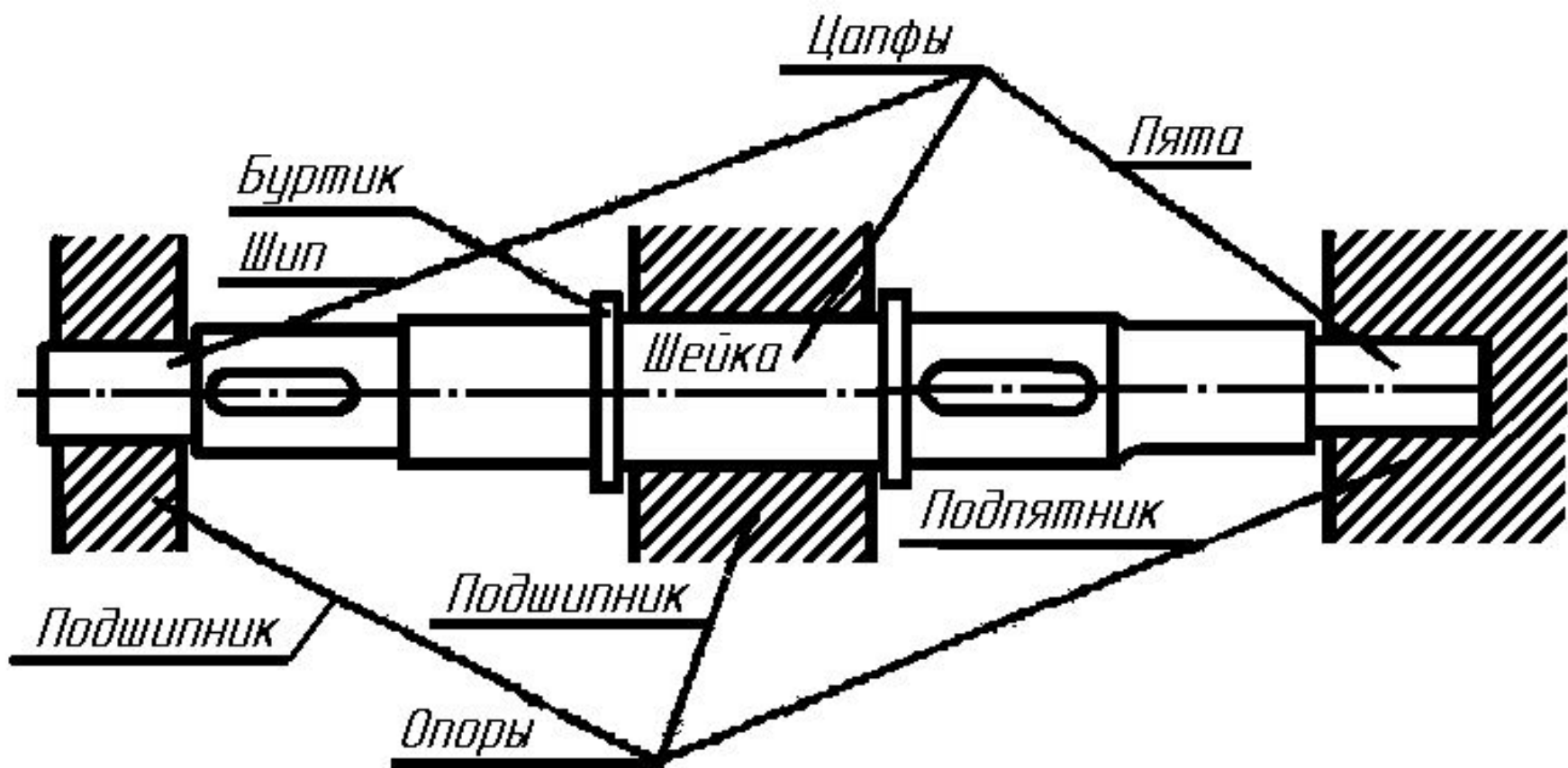
С цапфами вала взаимодействуют элементы, обеспечивающие возможность его вращения, удерживающие вал в необходимом для нормальной работы положении и воспринимающие нагрузку со стороны вала.

Подшипники – элементы, воспринимающие радиальную нагрузку (или вместе с радиальной и осевую).

Подпятники – элементы, предназначенные для восприятия только осевой нагрузки.

Буртик – кольцевое утолщение вала малой протяжённости, составляющее с ним одно целое и являющееся ограничителем осевого перемещения самого вала или насаженных на него деталей.

Заплечик – торцовая поверхность между меньшим и большим диаметрами вала, служащая для опирания насаженных на вал деталей.



Галтель – переходная поверхность от цилиндрической части вала к заплечу, выполненная обычно без удаления материала с цилиндрической и торцевой поверхности (рис. 10.4. б, в).

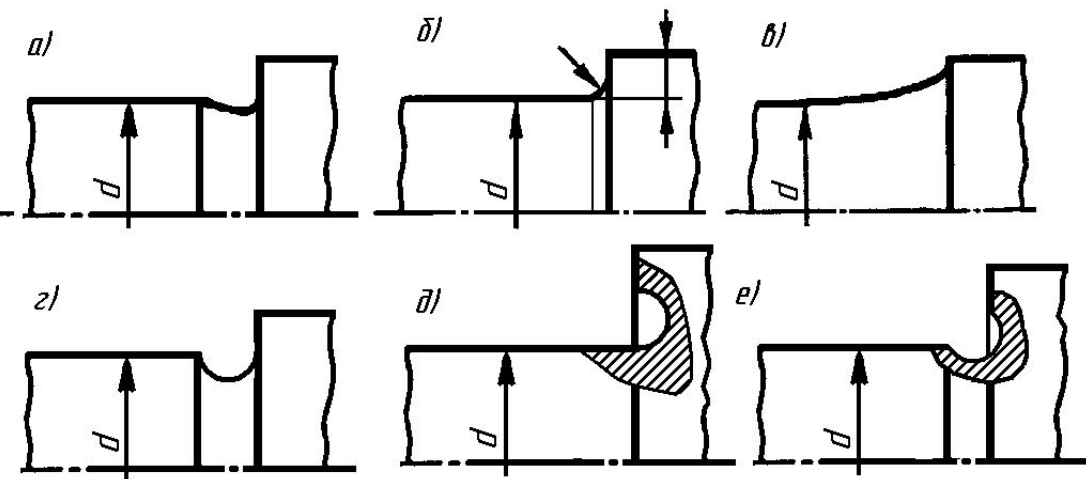


Рис. 10.4. Различные способы оформления переходной части между цилиндрической поверхностью и заплечиком.

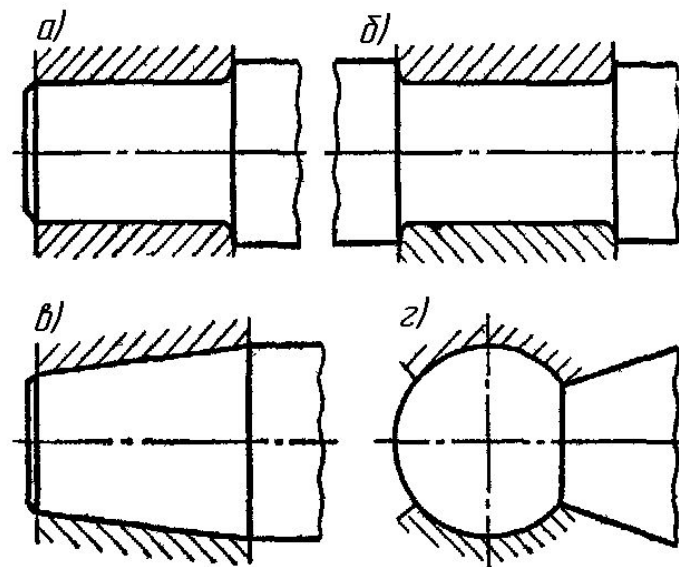


Рис. 10.5. Разновидности цапф

Канавка – небольшое углубление на цилиндрической поверхности вала (рис. 10.4. а, г, е) *Поднутрение* – углубление малой протяжённости на торцевой поверхности заплечика вала, выполненное вдоль оси вала (рис. 10.4. д).

Наклонная канавка (рис. 10.4. е) совмещает достоинства цилиндрической канавки и поднутрения.

Цапфы валов могут иметь форму различных тел вращения (рис. 10.5): *цилиндрическую, коническую или сферическую*. Шейки и шипы чаще всего выполняют в форме цилиндра (рис. 10.5 а, б).

Выходные концы валов (рис. 10.1; 10.7) обычно имеют *цилиндрическую или коническую форму* и снабжаются шпоночными пазами или шлицами для передачи вращающего момента.

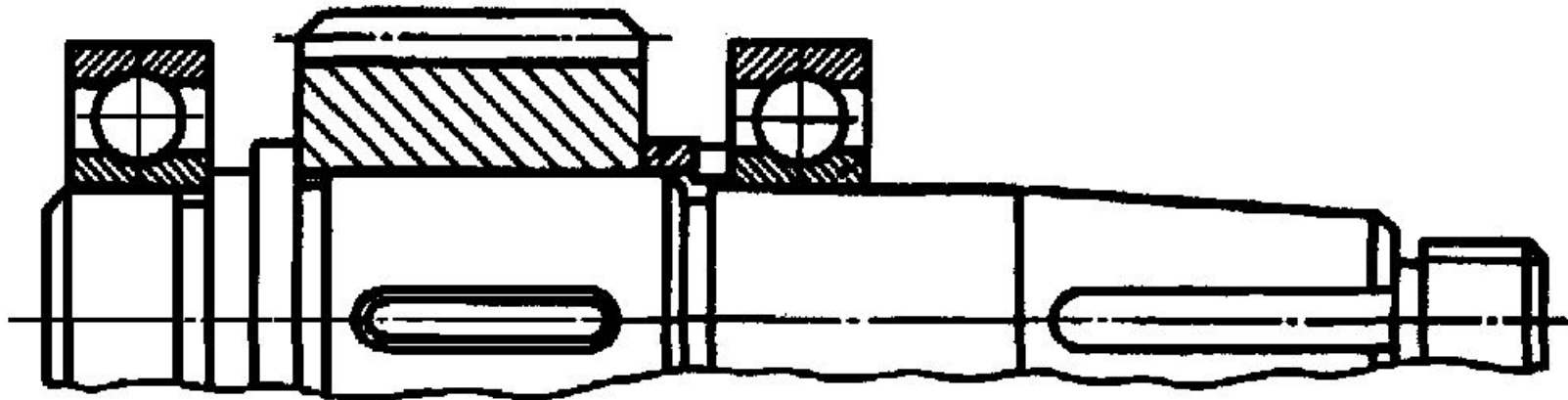


Рис. 10.7. Вал цилиндрической передачи в сборе с шестерней и подшипниками качения.

Материалы для изготовления ВиО, термическая и механическая обработка.

Требования к материалам валов и осей:

- 1) высокая усталостная прочность (способность противостоять знакопеременным нагрузкам),
- 2) жесткостью (иметь высокий модуль упругости),
- 3) хорошая обрабатываемость.

Наиболее полно этим требованиям удовлетворяют углеродистые и легированные стали.

Малонагруженные валы изготавливают из углеродистых сталей Ст5, Ст6.

1. *Качественные среднеуглеродистые стали* марок 40, 45, 50 используют для валов стационарных машин и механизмов. Заготовку из этих сталей подвергают улучшающей термической обработке ($HRC_{\infty} \leq 36$) перед механической обработкой. Валы точат на токарном станке, посадочные места и цапфы шлифуют на шлифовальном станке.

2. *Среднеуглеродистые легированные стали* марок 40X, 45X, 40XН, 40XНМА, 35XГСА используют для валов ответственных передач подвижных машин (валы коробок передач гусеничных машин). Улучшающей термообработке ($HRC_{\infty} \leq 45$) обычно подвергают деталь уже после предварительной токарной обработки. Посадочные поверхности и цапфы окончательно шлифуют на шлифовальных станках.

Основными критериями работоспособности валов и вращающихся осей являются усталостная прочность и жёсткость.

При расчете осей и валов их прочность оценивают по *коэффициенту запаса усталостной прочности*, а жёсткость – *величиной прогиба* под действием рабочих нагрузок, *углом поворота* отдельных сечений (чаще всего опорных сечений цапф) в плоскости осевого сечения и *углом закручивания* поперечных сечений под действием крутящего момента.

Таким образом, основными расчётными нагрузочными факторами являются крутящие T и изгибающие M моменты. Влияние на прочность вала растягивающих и сжимающих сил само по себе незначительно и обычно не учитывается.

Расчёт вала должен включать три основных этапа: 1) *проектировочный расчёт*, 2) *формирование расчетной схемы* и 3) *проверочный расчёт*. В некоторых случаях к этим трём этапам расчёта добавляются и другие, например, расчёт на колебания (расчёт вибрационной стойкости), расчёт тепловых деформаций, теплостойкости и т.п.

Полученный таким расчётом диаметр вала округляют до ближайшего большего значения из рядов нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69. Диаметры других ступеней вала и продольные размеры устанавливают из конструктивных соображений в процессе эскизного проектирования механизма.

Проектировочный расчёт

Проектный расчёт валов производят только на статическую прочность по передаваемому крутящему моменту T . При этом расчёте определяется наименьший диаметр выходного конца вала, а с целью компенсации неучтённых изгибных нагрузок и других факторов, влияющих на прочность вала, принимают заниженные значения допускаемых напряжений $[\tau]_к \approx (15...25)$ МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000T}{0,2[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{9554P}{[\tau]_к n}}$$

где T – вращающий момент, Н·м;

$[\tau]_к$ - допускаемое напряжение на кручение (15–25 МПа для стальных валов);

P – передаваемая мощность, кВт;

n – частота вращения вала, мин⁻¹.

Формирование расчётной схемы возможно только *после полного конструктивного оформления вала* на основе проектного расчёта, эскизного проектирования, подбора подшипников и расчёта конструктивных элементов, участвующих в передаче вращающего момента.

При формировании расчётной схемы вал обычно представляют в виде балки, лежащей на опорах (число опор обычно равно числу подшипников), одна из которых считается закреплённой в осевом направлении.

Если вал установлен в корпусе посредством радиальных или сферических подшипников, опору считают расположенной на геометрической оси вала в точке пересечения с поперечной осью симметрии подшипника.

При использовании радиально-упорных подшипников за точку опоры принимают точку продольной геометрической оси вала, лежащую на её пересечении с нормалью к поверхности качения, проведённой через центр тел качения.

Силы, действующие на вал со стороны ступиц шкивов, шестерён, звёздочек и других элементов, считают приложенными посередине ступицы.

Проверочный расчёт валов

Проверочный расчёт валов производится после формирования расчётной схемы и уточнения всех нагрузок, как по величине, так и по направлению. Этот вид расчёта предусматривает проверку вала на статическую прочность по наибольшей возможной кратковременной нагрузке и на усталостную прочность при переменных напряжениях. В последнем случае вычисляется *коэффициент фактического запаса прочности* в предположительно опасных сечениях, намечаемых предварительно по эпюре моментов с учётом размеров поперечного сечения и зон концентрации напряжений.

При расчете валов, а также других элементов конструкций, испытывающих одновременное действие изгиба и кручения, влиянием поперечных сил, как правило, пренебрегают, так как соответствующие им касательные напряжения в опасных точках бруса, невелики по сравнению с касательными напряжениями от кручения и нормальными напряжениями от изгиба.

На основе расчетной схемы определяют опорные реакции и строят эпюры M_z , M_x , M_y , по которым определяют опасное сечение вала.

Для вала, диаметр которого по всей длине постоянен, опасным будет сечение, в котором одновременно возникают наибольшие крутящий M_z и изгибающий $M_{\text{и}}$ моменты.

Валы, как правило, изготавливают из среднеуглеродистой конструкционной или реже – легированной стали. Их расчет выполняют на основе третьей или пятой гипотез прочности.

Составим расчетную зависимость по третьей гипотезе прочности.

По формуле

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

подставляя в нее значения σ и τ , получаем

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\left(M_{\text{и}}/W_{\text{и}}\right)^2 + 4\left(M_z/W_p\right)^2}.$$

Учитывая, что для круглого (сплошного или кольцевого) сечения

$$W_p = 2W_{\text{и}}$$

имеем

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\left(M_{\text{и}}/W_{\text{и}}\right)^2 + \left(M_z/W_{\text{и}}\right)^2} = \frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_z^2}}{W_{\text{и}}}.$$

Внешне эта формула аналогична расчетной зависимости для определения максимальных нормальных напряжений при изгибе, поэтому величину, стоящую в числителе, называют **эквивалентным** (или **приведенным**) **моментом**, при этом условие прочности имеет вид

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{W_{\text{И}}} \leq [\sigma].$$

Расчет бруса круглого поперечного сечения на изгиб с кручением ведется аналогично расчету на изгиб, но вместо изгибающего момента в расчетную формулу входит так называемый **эквивалентный момент**, который зависит от изгибающих и крутящего моментов, а также от принятой гипотезы прочности. По гипотезе наибольших касательных напряжений,

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + M_{\text{З}}^2} = \sqrt{M_{\text{Х}}^2 + M_{\text{У}}^2 + M_{\text{З}}^2}.$$

При проектном расчете определяют требуемое значение момента сопротивления поперечного сечения:

$$W_{\text{и}} \geq M_{\text{ЭКВ}} / [\sigma].$$

Учитывая, что для сплошного круглого сечения

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$$

получаем следующую формулу для определения требуемого диаметра вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{ЭКВ}}}{\pi[\sigma]}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1[\sigma]}}.$$

где $[\sigma]$ -допускаемое напряжение, имеющее значение в пределах 50...70МПа.

Расчетный диаметр вала сравнивается с результатом конструирования (диаметром) проверяемого участка вала, и если полученный диаметр меньше, расчет считается удовлетворительным.

Зная эквивалентные напряжения, можно проверить запас прочности по пределу текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \geq [n]$$

где нормативный запас прочности $[n]$ обычно принимают равным 1,2...1,8.

Проверочный расчёт валов на сопротивление усталости

Проверочный расчёт на сопротивление усталости проводят по максимальной длительно действующей нагрузке без учёта кратковременных пиковых нагрузок (возникающих, например, во время пуска). Для каждого опасного сечения, установленного в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов, определяют расчётный коэффициент запаса прочности S и сравнивают его с допускаемым $[S]$ (обычно принимают $[S] = 1,2 \dots 2,5$) по выражению

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

где S_{σ} и S_{τ} - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m};$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m};$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости для материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения; σ_a и τ_a – амплитуды изменения напряжений изгиба и кручения; σ_m и τ_m – средние значения за цикл тех же напряжений; ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности материала вала к асимметрии цикла напряжений ($\psi_{\tau} \approx 0,5 \cdot \psi_{\sigma}$; $0,05 \leq \psi_{\sigma} \leq 0,2$); $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения пределов выносливости по изгибу и кручению. (Перечисленные коэффициенты устанавливаются по справочным данным с учётом материала и конструкции рассчитываемого вала.)

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

в которых K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала в зависимости от его формы, K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения, K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности вала (для посадок с натягом $K_F \approx 1$), K_v - коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности (при отсутствии поверхностного упрочнённого слоя $K_v \approx 1$). Перечисленные коэффициенты устанавливаются по справочным данным с учётом материала и конструкции рассчитываемого вала.

Пределы выносливости σ_{-1} и τ_{-1} для улучшенных или нормализованных углеродистых и углеродистых легированных сталей с известным пределом прочности σ_B , при симметричном цикле изгиба и кручения можно определить по эмпирическим зависимостям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &= 394 \ln(\sigma_B / 318); \\ \tau_{-1} &= 214 \ln(\sigma_B / 301); \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &= 394 \ln(\sigma_B / 318); \\ \tau_{-1} &= 214 \ln(\sigma_B / 301); \end{aligned} \right\} \quad (10.10)$$

где все значения напряжений в Н/мм² (МПа).

Амплитудные и медиальные (средние) значения нормальных σ_a , σ_m и касательных τ_a , τ_m напряжений вычисляются согласно известным выражениям

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= 0,5(\sigma_{max} - \sigma_{min}); & \sigma_m &= 0,5(\sigma_{max} + \sigma_{min}); \\ \tau_a &= 0,5(\tau_{max} - \tau_{min}); & \tau_m &= 0,5(\tau_{max} + \tau_{min}); \end{aligned} \right\} \quad (10.11)$$

где σ_{max} и σ_{min} , τ_{max} и τ_{min} – максимальные и минимальные значения нормальных и касательных напряжений в точках наружных волокон опасного сечения вала, которые, в свою очередь, вычисляются по соответствующим формулам сопротивления материалов

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{M_{u max}}{W_u}; & \sigma_{min} &= \frac{M_{u min}}{W_u}; & \tau_{max} &= \frac{T_{к max}}{W_n}; & \tau_{min} &= \frac{T_{к min}}{W_n}. \end{aligned} \right\} \quad (10.12)$$

Типичными являются такие условия нагружения, когда напряжения от изгиба валов имеют чисто симметричный характер, то есть максимальный и минимальный изгибающие моменты в данном сечении равны по величине и

противоположны по направлению. Для таких условий $\sigma_a = \sigma_{max}$, а средние напряжения за цикл $\sigma_m = 0$.

Подшипники

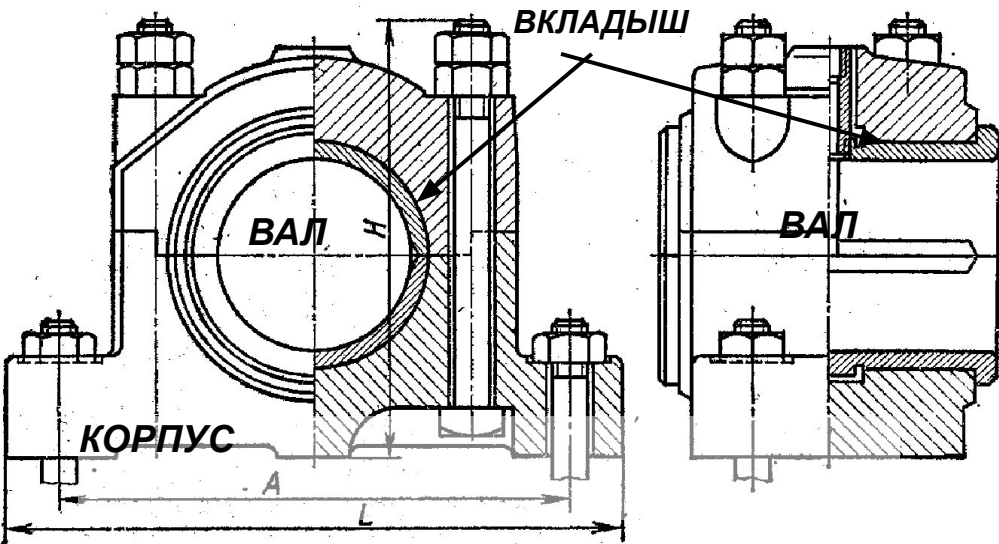
Лекция №11

Общие сведения, назначение и классификация

Подшипники служат опорой для валов и вращающихся осей.

Подшипники по виду трения различают:

подшипники скольжения, у которых опорный участок вала (цапфа - шип, шейка, пята) скользит по поверхности подшипника.



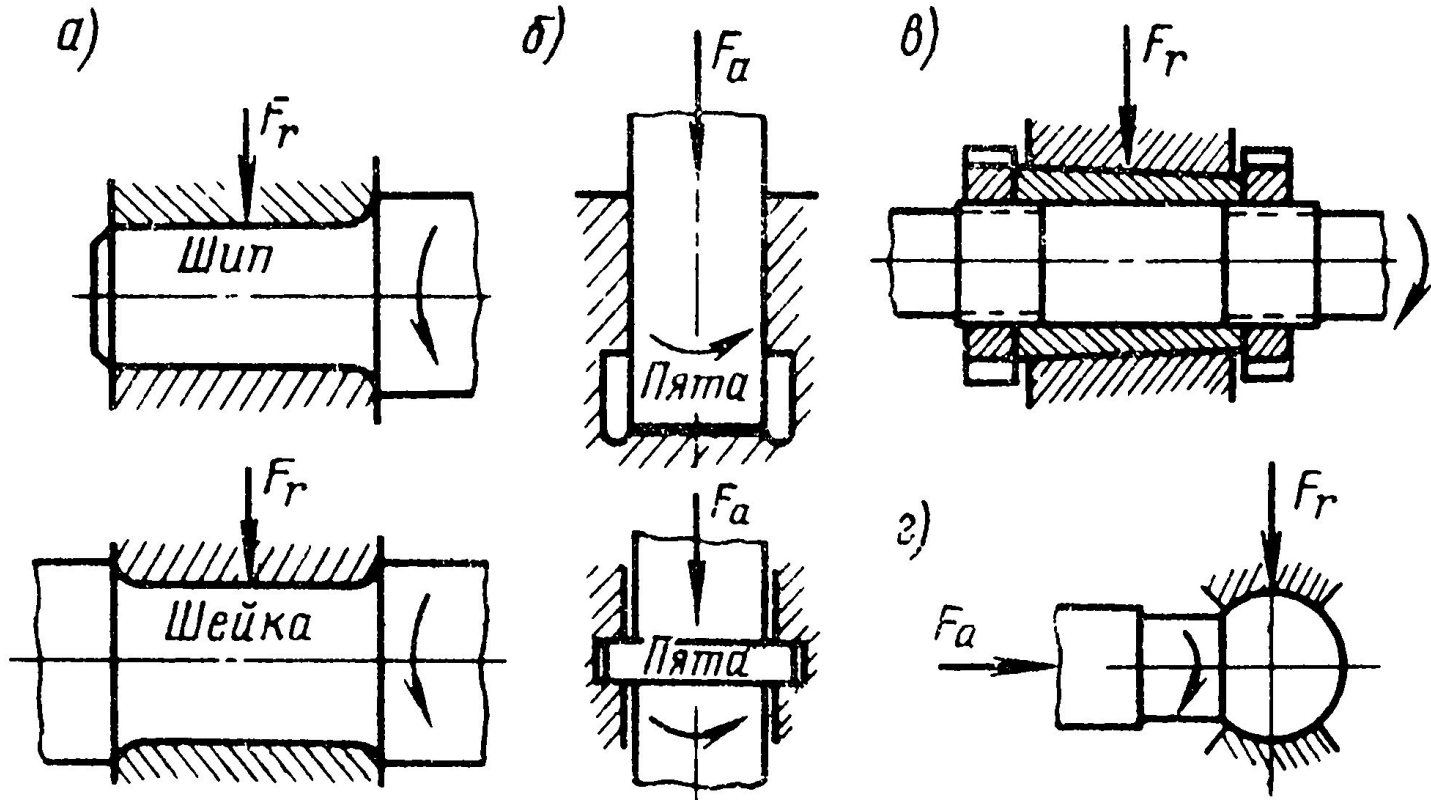
КОНСТРУКЦИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ



-подшипники качения, у которых трение скольжения заменяют трением качения посредством установки шариков или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

◀◀ Лекция 11 ▶▶

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают подшипники : **радиальные**, служат для восприятия радиальных нагрузок; **упорные**, или подпятники, служащие для восприятия осевых нагрузок - вдоль геометрических осей валов; **радиально-упорные**, служащие для восприятия одновременно радиальных и осевых нагрузок.

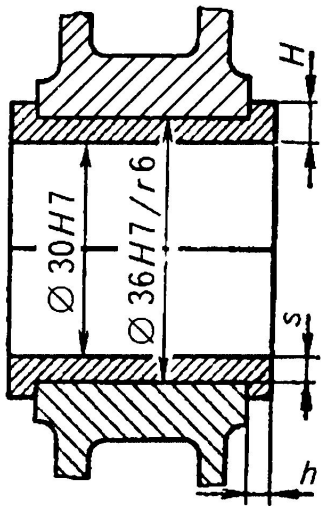


Подшипники скольжения

Подшипники скольжения имеют ограниченное применение по сравнению с подшипниками качения и применяются в следующих случаях:

- для очень быстроходных валов (долговечность подшипников качения очень мала);
- для точной установки валов и осей;
- для валов очень большого диаметра (нет подшипников качения);
- для обеспечения условий сборки, когда подшипники должны быть разъемными, например, для коленчатого вала;
- при работе подшипников в воде, агрессивной среде и т.п. (подшипники качения неработоспособны);
- для тихоходных валов неответственных механизмов, когда подшипники скольжения оказываются проще по конструкции и дешевле подшипников качения.
- **Недостатки:**
- требуют постоянного надзора за состоянием смазки и нагревом;
- значительные потери в период пуска и плохой смазки;
- большой расход смазочного материала;

Вкладыши



Основным элементом подшипника является вкладыш .

Их устанавливают в специальном корпусе подшипника или непосредственно в корпус машины (станине, раме и т.д.).

Конструкции подшипников скольжения разнообразны и зависят от конструкции машины, в которой устанавливают подшипник. Чаще всего подшипники не имеют специального корпуса и их размещают непосредственно в станине или раме машины.

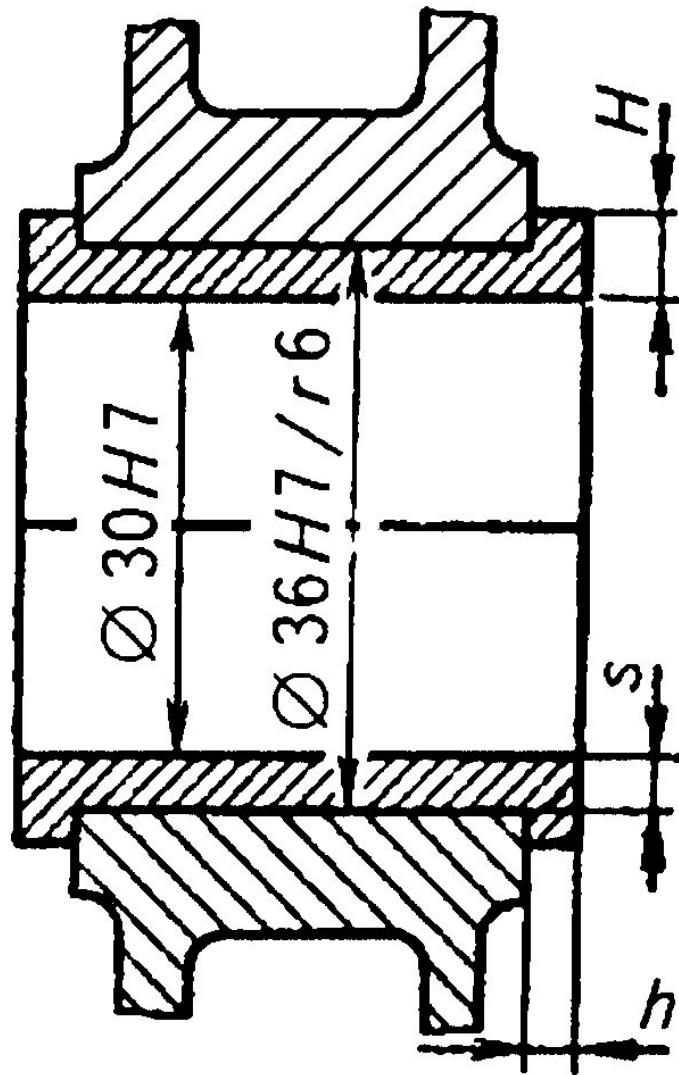
Корпус и вкладыш могут быть неразъемными или разъемными.

Разъем вкладыша выполнен перпендикулярно к нагрузке или

близко к этому положению. При этом не нарушается непрерывность несущего масляного слоя.

Неразъемные подшипники проще по конструкции и дешевле разъемных, но они неудобны при монтаже осей и валов. Поэтому эти подшипники обычно применяют для кольцевых цапф осей и валов небольших размеров.

Разъемные подшипники очень удобны при монтаже осей и валов и допускают регулировку зазоров в подшипнике путем сближения крышки и основания. Поэтому преимущественное применение имеют разъемные подшипники скольжения.



Материалы вкладыша

Изнашиванию должен подвергаться вкладыш, а не цапфа вала, так как замена вала значительно дороже вкладыша.

Требования к вкладышам:

- 1) Достаточная износостойкость и высокая сопротивляемость заеданию.
- 2) Низкий коэффициент трения и высокая теплопроводность.
- 3) Высокая сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок и длительное сопротивление усталости.

Бронзы – оловянные, свинцовые, кремниевые, алюминиевые. Обладают высокими механическими характеристиками, но плохо прирабатываются и окисляют масло.

Чугун – хорошие антифрикционные свойства, но прирабатывается хуже, чем бронза (тихоходные и слабонагруженные подшипники). Наиболее применяемые – А4С – 1.

Баббит – на оловянной, свинцовой и др. основах – лучший материал для подшипников скольжения. Хорошо прирабатываются, мало изнашивает вал, стоек против заедания, не окисляет масло. Отрицательное свойство – хрупкость и высокая стоимость.

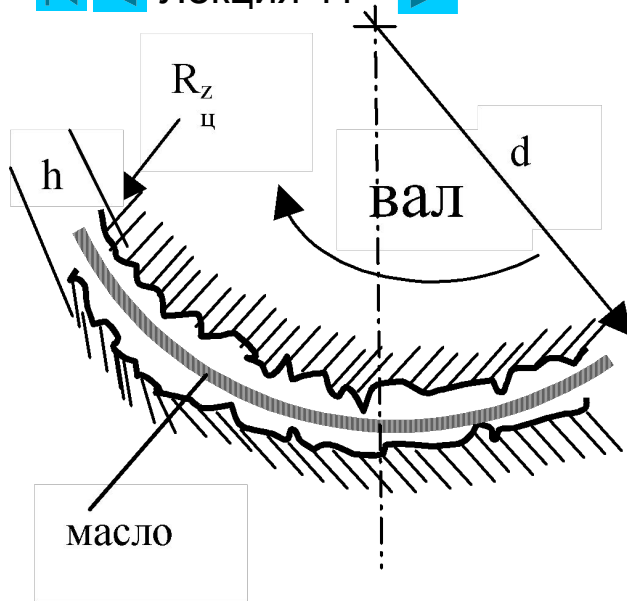
Пластмассы – на древесной (дсп) или хлопчатобумажной основе – текстоне.

Дерево, резина и другие материалы могут работать при водяной смазке (гидротурбины).

Капроны – тонкий слой наносят на рабочую поверхность металлического вкладыша.

Металлокерамический вкладыш – прессованием при высоких температурах порошков бронзы или железа с добавлением графита, меди, олова или свинца. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазывании водой, что имеет существенное значение подшипников насосов, пищевых машинах и т.д.

Режимы трения в опорах



Трение в подшипнике определяет износ и нагрев подшипника, а также его К.П.Д.. Величина работы трения является основным показателем работоспособности подшипника.

В зависимости от толщины слоя смазочного материала различают жидкостное и полужидкостное трение

При жидкостном трении рабочая поверхность вала и вкладыша разделены слоем масла, толщина h которого больше суммы высот R_z неровностей поверхности, т.е. $h > R_{z \text{ цапфа}} + R_{z \text{ подшипник}}$.

Масло воспринимает внешнюю нагрузку, предотвращая соприкосновение рабочих поверхностей. т.е. их износ. Сопротивление движению в этом случае определяется только внутренним трением в смазочной жидкости.

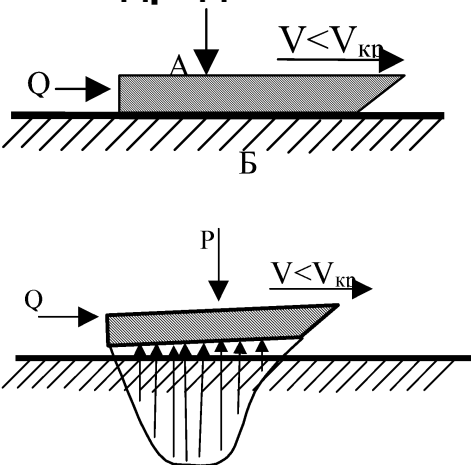
Величина коэффициент жидкостного трения располагается в пределах от 0.001 до 0.005. (эта величина может быть меньше коэффициента трения качения).

При **полужидкостном** трении в подшипнике будет смешанное одновременно жидкостное и сухое. Полужидкостное трение сопровождается износом трущихся поверхностей.

Граничное трение имеет место при небольших скоростях скольжения трущихся поверхностей, при этом толщина слоя смазки порядка 0.1мм.

Самый благоприятный режим – режим жидкостного трения. Образование режима жидкостного трения является основным критерием расчета подшипников скольжения.

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки.



Рассмотрим две пластины, залитые маслом и нагруженные силой P . Под действием силы Q , пластина A движется относительно B со скоростью V

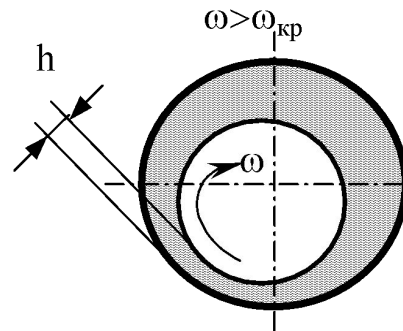
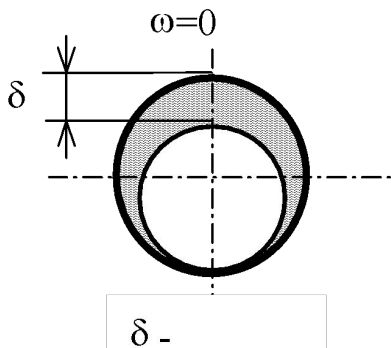
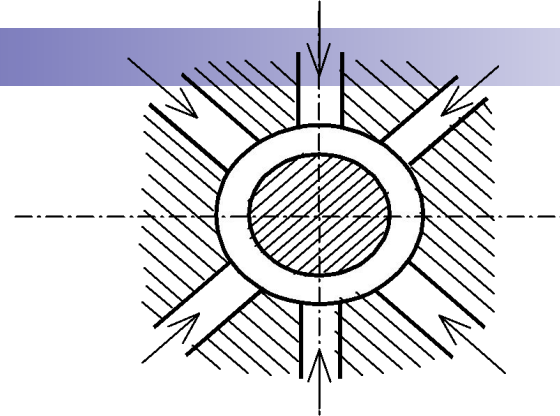
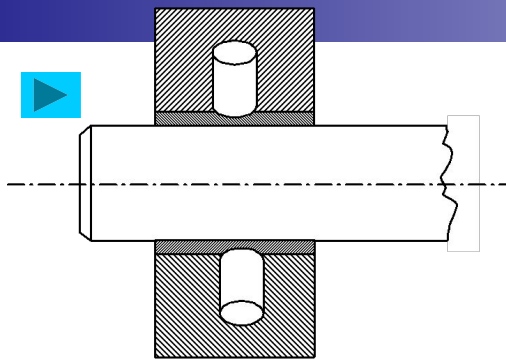
Если скорость мала, пластина A выжимает смазку с пластины B , поверхности соприкасаются - полужидкостное трение.

С увеличением скорости скольжения пластина A поднимается в масляном слое и принимает наклонное положение (глисер, водные лыжи). Между пластинами образуется сужающийся зазор. Протекание масла через этот зазор сопровождается образованием давления P которое уравнивает внешнюю нагрузку.

Переход к режиму жидкостного трения происходит при некоторой скорости называемой критической $V_{кр}$. Для работы подшипника в режиме жидкостного трения необходима подъемная сила создаваемая давлением жидкого смазочного материала.

Два способа создания “ поддерживающего ” давления: статический (гидростатический) и гидродинамический.

В гидростатических подшипниках давление в поддерживающем слое смазочного материала создают насосом, подающим смазочный материал в зазор между цапфой и подшипником. Гидростатические подшипники требуют для нормальной работы сложной гидросистемы, чтобы осуществлять подачу масла в зону высокого гидравлического давления (под цапфу).



Подавляющее большинство опор с жидкостным трением работает в условиях гидродинамического режима. В радиальных подшипниках клиновидная форма зазора образуется за счет смещения центров цапфы вала и вкладыша.

При угловой скорости $\omega > \omega_{кр}$ цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения. С увеличением угловой скорости увеличивается толщина разделяющего масляного слоя h .

Это происходит вследствие эксцентрического расположения цапфы в подшипнике. Под нагрузкой торцевые зазоры между цапфой и подшипником оказываются снизу меньшими, чем сверху. В результате переменный расход через зазор смазочного материала приводит к появлению требуемого давления и подъемной силы. Давление определяется зазором, радиальной силой и вязкостью материала.

Виды повреждений

Работа сил трения в опоре расходуется на нагрев и износ ее деталей. Подшипники, работающие в режиме гидродинамического трения, изнашиваются только в периоды пуска и остановки машины, когда в клиновые зазоры вследствие малой относительной скорости не создается необходимое давление для образования толстого слоя смазки, разделяющего твердые поверхности.

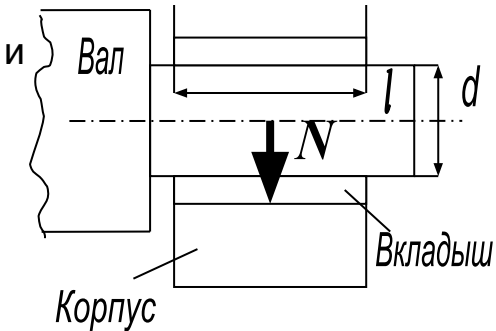
При превышении установленных скоростей, недостатке смазки или больших давлениях возрастает температура подшипника и наступает заедание – наиболее опасный вид разрушения.

При действии переменных нагрузок (например, в поршневых двигателях) поверхность вкладыша может выкрашиваться вследствие усталости.

Обеспечение режима жидкостного трения является основным критерием расчёта большинства подшипников скольжения. При этом одновременно обеспечивается работоспособность по критериям износа и заедания.

Расчет подшипников, работающих при полужидкостном трении.

СХЕМА РАСЧЁТА ПОДШИПНИКА



К таким подшипникам относятся подшипники грубых тихоходных механизмов; не установившийся режим работы, плохие условия подвода смазки. Подшипники скольжения, работающие в режиме полусухого или полужидкостного трения, рассчитывают по среднему давлению p между цапфой и вкладышем и по произведению этого давления на окружную скорость скольжения цапфы, т.е. по величине pv .

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p]$$

$$pv \leq [pv]$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, d – диаметр цапфы, l – длина подшипника, v – окружная скорость цапфы.

Диаметр d цапфы подшипника определяют конструктивно в зависимости от диаметра вала. Длину вкладыша подшипника выбирает в зависимости от диаметра d .

$$l = \varphi d$$

$$\varphi = 0.5 \div 1.2$$

Допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ определяют из опыта эксплуатации (справочники и спец. литература).

Расчет подшипников скольжения при жидкостном трении

При расчете подшипника обычно известны: диаметр цапфы d , нагрузка Fr и частота вращения n . Определяют длину подшипника l , зазор δ , сорт масла μ . Большинство из неизвестных параметров задаются, основываясь на рекомендациях, выработанных практикой, и затем проверяют запас надежности подшипника по режиму жидкостного трения.

При выборе учитывают конструктивные особенности (габариты, массу и пр.). Распространенные значения $l/d = 0.5 \div 1$. Выбранную величину l/d проверяют по $[p]$ и $[pv]$.

Далее в зависимости от давления Fr и окружной скорости цапфы V выбирают относительный зазор

$$\Psi = \frac{b}{d}$$

Далее, задаются сортом масла и его средней рабочей температурой, — определяют расчетную вязкость масла μ . Затем определяют толщину масляного слоя h и определяют коэффициент запаса надежности подшипника по толщине масляного слоя

Подшипники являются опорами валов, осей и других вращающихся деталей машин. Подшипник представляет собой сборочную единицу, состоящую из тел качения (шариков или роликов), отделенных равномерно друг от друга сепаратором и располагающихся между кольцами.



Достоинства и недостатки

Достоинства:

малые потери на трение;

Недостатки КПД (до 0,995);

пониженная долговечность при ударных и вибрационных нагрузках;

большое расщепление долговечности из-за биений, зазоров в подшипнике;

ограниченная быстроходность из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепараторов от действия центробежных сил;

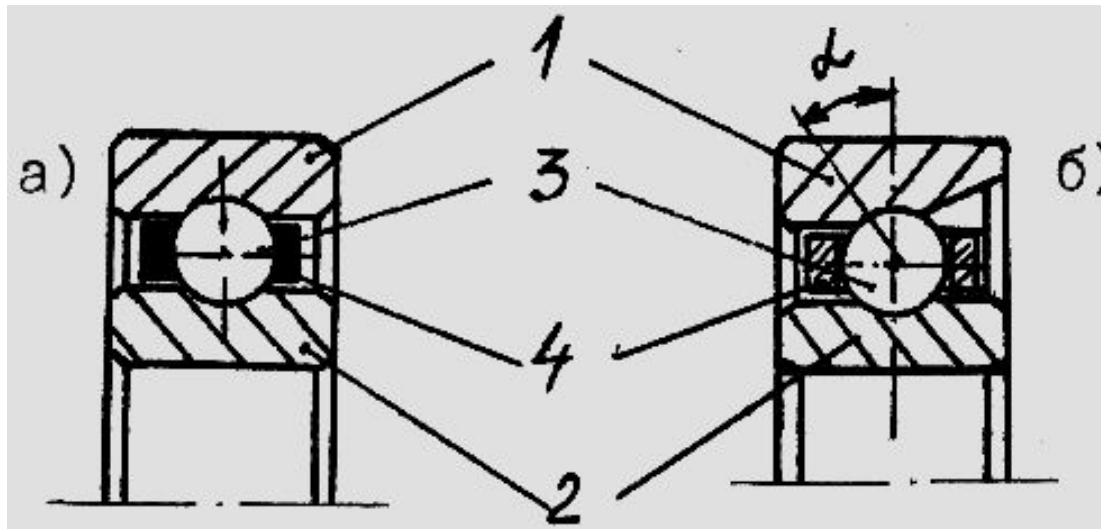
не надежность при работе в агрессивных средах (например, в воде);

относительно большие радиальные размеры, смазки.

неразъемность конструкции;

шум при больших оборотах.

Подшипник состоит из **наружного 1** и **внутреннего 2 колец**, между которыми расположены **тела качения 3**. Для предохранения тел качения от соприкосновения между собой их отделяют друг от друга **сепаратором 4**, который существенно уменьшает потери на трение



По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники качения делятся на:

- радиальные;
- упорные;
- радиально-упорные и упорно-радиальные.

По форме тел качения на:

шариковые;



роликовые:

цилиндрические короткие, конические, бочкообразные, игольчатые и витые.



По числу рядов тел качения на:

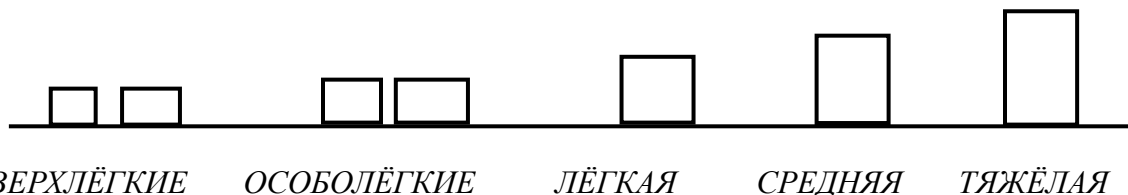
одно-; двух-; четырех- и многорядные.

По способности самоустанавливаться на:

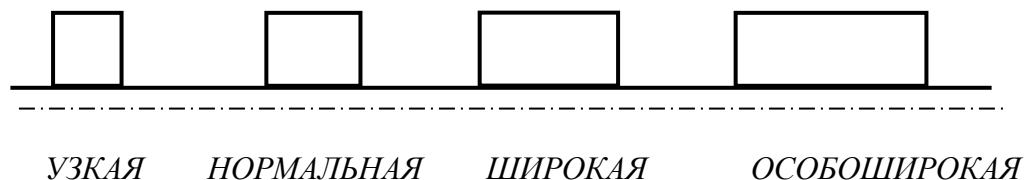
самоустанавливающиеся (сферические);
несамоустанавливающиеся.

По нагрузочной способности и габаритным размерам при одном и том же внутреннем диаметре подшипники делятся на серии:

по радиальным размерам - сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые серии;



по ширине - особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие серии.



Маркировка подшипников качения

Условное обозначение состоит из ряда цифр и букв, нанесенных на торце одного из колец подшипника.

Последние две цифры (крайние справа) обозначают внутренний диаметр подшипника. Если диаметр подшипника от 20 до 495 мм - обозначение 04...99. Для определения значения диаметра в миллиметрах необходимо эти цифры умножить на 5.

Для подшипников, у которых $10 \leq d < 20$ мм, первая и вторая цифры справа 00; 01; 02; 03 соответствуют диаметрам 10; 12; 15; 17 мм. При $d \leq 9$ мм фактическому диаметру соответствует одна первая цифра стоящая перед 00.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника по диаметру:

1 - особо легкая; 2 - легкая; 3 - средняя; 4 - тяжелая; 5 - легкая широкая; 6 - средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

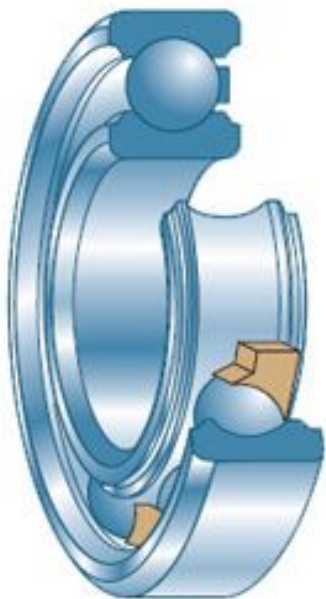
0 - радиальный шариковый; 1 - радиальный шариковый сферический; 2 - радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 - радиальный роликовый сферический; 4 - радиальный роликовый с длинными роликами или игольчатый; 5 - радиальный роликовый с витыми роликами; 6 - радиально-упорный шариковый; 7 - роликовый конический; 8 - упорный шариковый; 9 - упорный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные отклонения подшипника (канавки на наружном кольце, защитные шайбы и т. п.) от основной конструкции. Если после 0 слева нет цифр, то 0 в условном обозначении подшипника не проставляется.

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине. Цифры, стоящие через тире впереди цифр у основного обозначения подшипника, указывают его класс точности. Пять классов точности (в порядке повышения точности): P0, P6, P5, P4, P2. Допускается и цифровое обозначение классов точности подшипников: 0-нормальный, 6-повышенный, 5-высокий, 4-прецизионный, 2сверхпрецизионный.

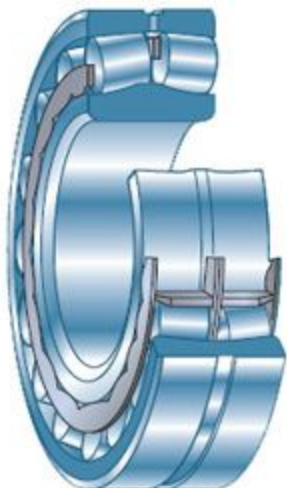
Буквы, проставленные правее от основного условного обозначения, характеризуют отличительные признаки подшипников (изменение металла, конструкции и др.). Например: Б - сепаратор из безоловянистой бронзы; Е - сепаратор из пластических материалов; Ш - специальные требования по шуму; Ю - все или часть деталей из коррозионно-стойкой стали.

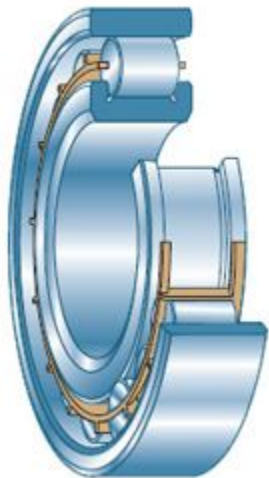
Основные типы подшипников качения



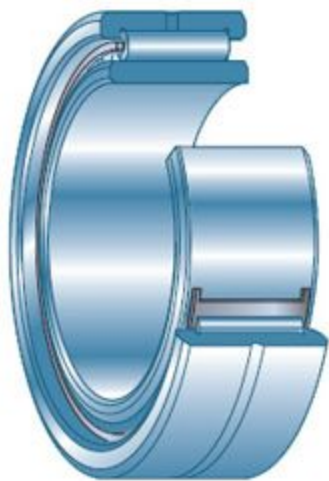
Шариковый радиальный однорядный подшипник самый распространенный в машиностроении. Предназначен для восприятия в основном радиальной нагрузки. Желобчатые дорожки качения позволяют воспринимать осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Он дешев, допускает достаточно большой перекос внутреннего кольца относительно наружного (до $0^\circ 10'$). При одинаковых габаритных размерах работает с меньшими потерями на трение и при большей частоте вращения вала, чем подшипники всех других конструкций.

Шариковый и роликовый радиальный сферический двухрядный подшипники предназначены для радиальной нагрузки. Одновременно с радиальной может воспринимать небольшую осевую нагрузку обоих направлений. Дорожка качения на наружном кольце обработана по сфере. Поэтому подшипник способен работать при значительном (до $2...3^\circ$) перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Способность самоустанавливаться и определяет область его применения.

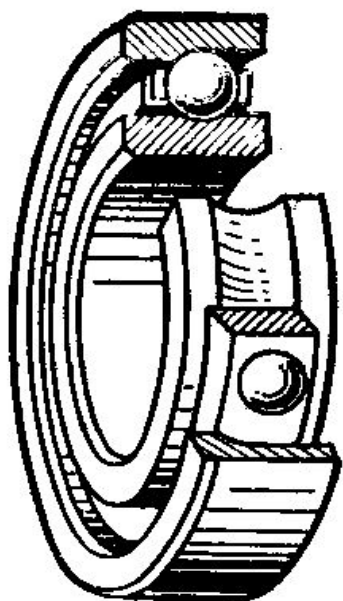




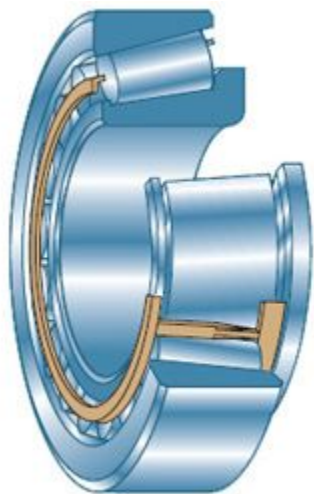
Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами воспринимает большие радиальные нагрузки, обладает значительно большей радиальной грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный равных габаритных размеров. Допускает осевое взаимное смещение колец. Чувствителен к относительному перекосу внутреннего и наружного колец (при перекосе возникает концентрация напряжений у краев ролика). Подшипник устанавливают на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест. Применяют в качестве «плавающих опор» (для валов шевронных шестерен и др).



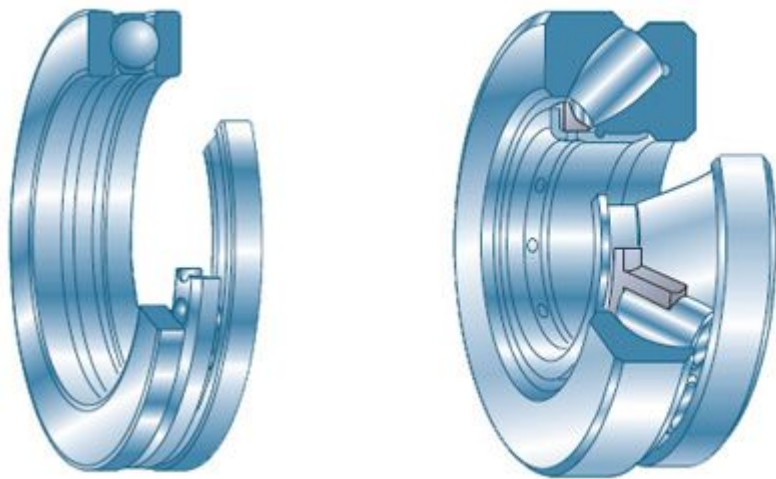
Роликовый радиальный игольчатый однорядный подшипник воспринимает только радиальную нагрузку. При сравнительно небольших диаметральных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью. Из-за отсутствия сепаратора характеризуется высокими потерями на трение между иглами и низкой предельной частотой вращения. Перекос внутреннего кольца относительно наружного недопустим. Обычно используют для работы в режиме качательного движения



Шариковый радиально-упорный однорядный подшипник предназначен для восприятия комбинированных (радиальных и осевых) нагрузок. Способность воспринимать осевую нагрузку зависит от угла контакта α : с увеличением угла контакта возрастает воспринимаемая под шипником односторонняя осевая нагрузка. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые силы, действующие в обоих направлениях. При монтаже требует регулировки осевого зазора.



Роликовый конический подшипник воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Обладает большой грузоподъемностью. По применению в машиностроении стоит на втором месте после шариковых радиальных однорядных. Чувствителен к относительному перекосу внутреннего и наружного колец. Подшипники устанавливают попарно на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест. Применяют при средних и низких частотах вращения. При монтаже требует регулировки осевого зазора.



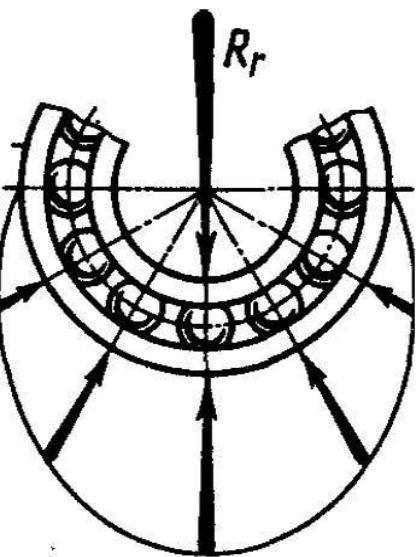
Шариковый и роликовый упорный подшипники воспринимают одностороннюю осевую нагрузку. Для восприятия осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливают двойные упорные подшипники. Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил эти подшипники применяют при средней и низкой частоте вращения.

Материалы деталей подшипников

Тела качения и кольца изготавливают из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, Ш20СГ, а также из цементуемых легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А. Кольца имеют твердость $H = 61...66$ HRC, тела качения $H = 63...67$ HRC. Витые ролики изготавливают навиванием из стальной полосы.

Сепараторы чаще всего штампуют из мягкой углеродистой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными из текстолита, фторопласта, латуни, бронзы. Материалы перечислены в порядке увеличения быстроходности подшипников.

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА



Радиальная нагрузка A'' , действующая на подшипник, нагружает тела качения. Одна половина подшипника не нагружена, а в другой нагрузка распределяется между телами качения в зависимости от угла, радиального зазора в подшипнике и точности геометрической формы его деталей. При работе подшипника в каждой точке контакта тел качения с внутренним и наружным кольцами возникают контактные напряжения, которые измеряются по нулевому циклу. Напряжения на внутреннем кольце больше, чем на наружном, так как на внутреннем кольце шарик соприкасается с выпуклой поверхностью (меньше площадка контакта), а на наружном - с вогнутой (больше площадка контакта).

Таким образом, для повышения долговечности подшипников целесообразно иметь вращающееся внутреннее кольцо и неподвижное наружное кольцо.

Циклическое перекатывание тел качения приводит к появлению усталостной микротрещины. Постоянно прокатывающиеся тела качения вдавливают в нее смазку. Пульсирующее давление смазки расширяет и расшатывает микротрещину, приводя к усталостному выкрашиванию и к поломке кольца. Усталостное выкрашивание – основной вид выхода из строя подшипников качения. В подшипниках также возможны статические и динамические перегрузки, разрушающие как кольца, так и тела качения.

Работоспособность подшипника сохраняется при соблюдении двух критериев: долговечность; грузоподъемность.

Причиной выхода из строя подшипников качения могут быть следующие:

1. Пластические деформации в виде вмятин (лунок) на дорожках качения колец, нарушающие работоспособность подшипника, наблюдаются в тихоходных подшипниках ($n \ll 1$ об/мин) при действии на них больших статических или ударных нагрузок. Поэтому основным критерием работоспособности тихоходных подшипников является расчет на базовую статическую грузоподъемность по остаточным деформациям.
2. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и дорожек качения колец подшипников в виде раковин или отслаивания (шелушения) происходит вследствие действия на них циклического контактного напряжения. Наблюдается у подшипников после работы при $n \gg 10$ об/мин и сопровождается повышенным стуком и вибрациями. Поэтому основным критерием работоспособности подшипников, работающих при $n \gg 10$ об/мин, является расчет на базовую долговечность по усталостному выкрашиванию.
3. Абразивное изнашивание наблюдается при недостаточной защите подшипников от пыли, грязи (абразивных частиц). Это основной вид разрушения подшипников автомобильных, тракторных, строительных, горных машин.
4. Раскатывание колец и тел качения. Этот вид разрушения связан с ударами и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом.

Расчёт номинальной долговечности подшипника

Номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости. Существует эмпирическая (найденная из опыта) зависимость для определения номинальной долговечности

$$L_n = (C / P)^\alpha, \text{ [млн. оборотов]},$$

где C – грузоподъёмность, P – эквивалентная динамическая нагрузка, $\alpha = 0,3$ для шариков, $\alpha = 0,33$ для роликов.

Номинальную долговечность можно вычислить и в часах

$$L_h = (10^6 / 60 n) L_n, \text{ [часов]},$$

где n – частота вращения вала.

Эквивалентная динамическая нагрузка это такая постоянная нагрузка, при которой долговечность подшипника та же, что и при реальных условиях работы. Для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка вычисляется по эмпирической формуле

$$P = (V X F_r + Y F_a) K_B K_T,$$

где F_r, F_a – радиальная и осевая реакции опор;

V – коэффициент вращения вектора нагрузки ($V = 1$ если вращается внутреннее кольцо, $V = 1,2$ если вращается наружное кольцо)

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипников, определяются по справочнику;

K_B – коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических условий работы ($K_B = 1$ для передач, $K_B = 1,8$ для подвижного состава),

K_T – коэффициент температурного режима (до 100°C $K_T = 1$).

Формула справедлива, если $F_a / (VF_r) > e$ (e — вспомогательный коэффициент, приводится в каталогах); при $F_a / (VF_r) \leq e$ принимают $X = 1$ и $Y = 0$, т. е. осевую нагрузку не учитывают.

Грузоподъёмность C - это постоянная нагрузка, которую группа идентичных подшипников выдержит в течение одного миллиона оборотов. Здесь для радиальных и радиально упорных подшипников подразумевается радиальная нагрузка, а для упорных и упорно-радиальных - центральная осевая нагрузка. Если вал вращается медленнее одного оборота в минуту, то речь идёт о статической грузоподъёмности C_0 , а если вращение быстрее одного оборота в минуту, то говорят о динамической грузоподъёмности C . Величина грузоподъёмности рассчитывается при проектировании подшипника, определяется на экспериментальной партии подшипников и заносится в каталог.

Выбор подшипников качения производят по приведенной нагрузке R и расчетному ресурсу L (в млн оборотов) по формуле

Выбор подшипников качения производят по приведенной нагрузке R и расчетному ресурсу L (в млн оборотов) по формуле

$$C_{\text{расч}} = R \sqrt[q]{L}.$$

Используя полученное расчетное значение динамической грузоподъемности, по справочнику или каталогу выбирают подшипник; при этом должно быть соблюдено условие

$$C_{\text{расч}} \leq C$$

(C – динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу).

Если подшипник принят по конструктивным соображениям, то расчетом проверяют его ресурс:

$$L_h = \frac{10^5}{6n} \left(\frac{C}{R} \right)^q \text{ ч.}$$

Методика выбора подшипников качения

Методика выбора состоит из пяти этапов:

1. Вычисляется требуемая долговечность подшипника исходя из частоты вращения и заданного заказчиком срока службы машины.
2. По найденным ранее реакциям опор выбирается тип подшипника (радиальный, радиально-упорный, упорно-радиальный или упорный), из справочника находятся коэффициенты радиальной и осевой нагрузок **X, Y**.
3. Рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка.
4. Определяется требуемая грузоподъёмность **$C = P * L^{(1/\alpha)}$** .
5. По каталогу, исходя из требуемой грузоподъёмности, выбирается конкретный типоразмер ("номер") подшипника, причём должны выполняться два условия:

грузоподъёмность по каталогу не менее требуемой;
внутренний диаметр подшипника не менее диаметра вала.

Основные схемы установки подшипников качения

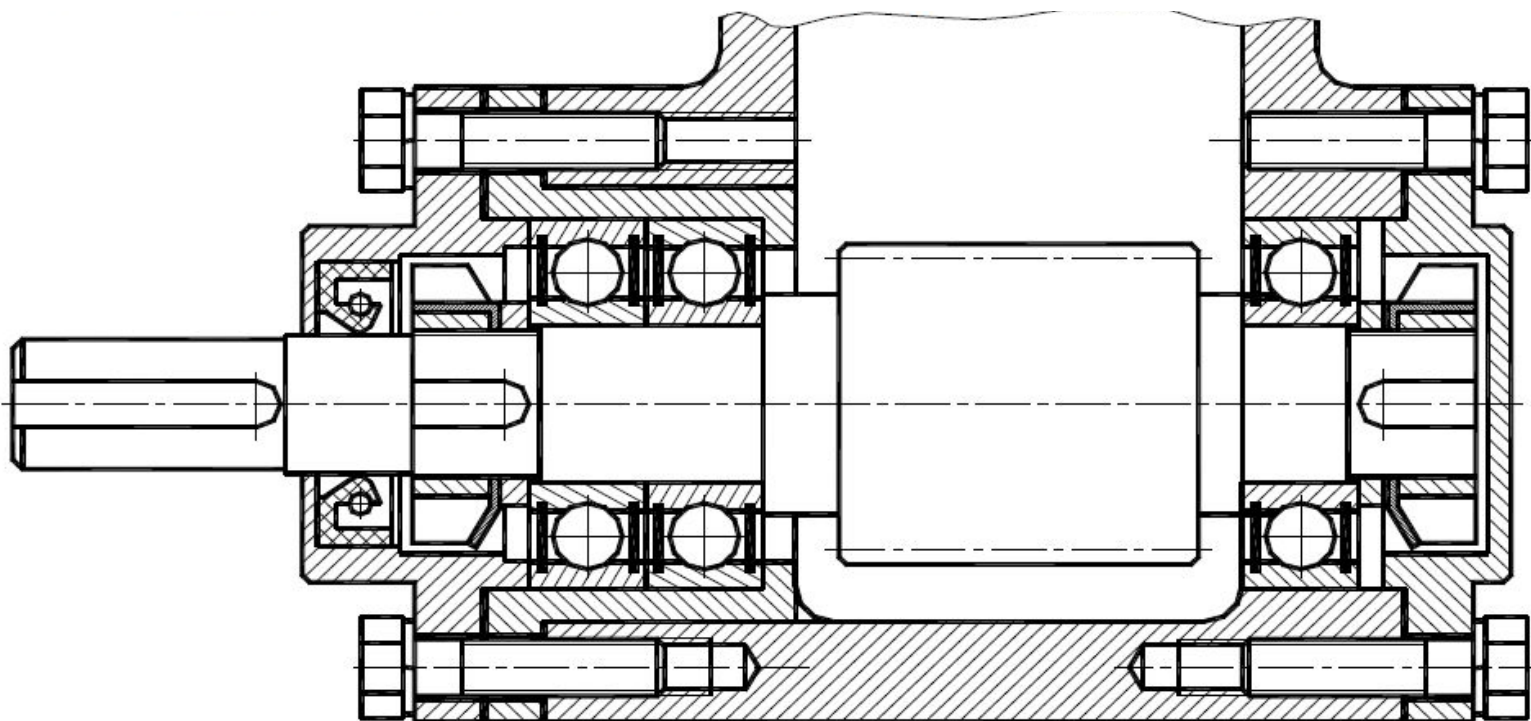
Конструкция подшипниковых узлов должна обеспечивать следующее:

- возможность теплового расширения (удлинения) вала без нарушения нормальной работы подшипников, то есть без нагружения их дополнительными осевыми нагрузками;
- необходимые условия для работы подшипника, то есть наличие смазки и предохранение от пыли и грязи;
- удобство монтажа и демонтажа подшипников;
- при установке подшипников на вал и в корпус осевая сила должна передаваться непосредственно на то кольцо, которое напрессовывается или снимается. Эта сила не должна передаваться через тела качения (шарики или ролики);
- фиксацию положения вала в осевом направлении, за исключением передач с *шевронными* колесами (в последнем случае один из валов, на которые смонтированы шестерня и колесо шевронной передачи, должен быть установлен на *двух плавающих опорах* – осевая фиксация осуществляется не в опорах, а зубьями сопряженных шестерни и колеса шевронной передачи).

Кроме того, все детали узла должны обладать достаточной прочностью и жесткостью.

Наибольшее распространение получили две схемы установки подшипников в корпусах.

Первая схема заключается в том, что осевое фиксирование вала выполняют в одной опоре, а другую опору делают плавающей



Фиксирующая опора ограничивает осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях и воспринимает радиальную и осевую нагрузки.

Плавающая опора не ограничивает осевых перемещений вала и воспринимает только радиальную нагрузку. Поэтому в плавающей опоре обычно применяют *радиальные* подшипники.

Такая схема установки подшипников применяют в конструкциях при сравнительно длинных валах (когда отношение расстояния между подшипниками l к диаметру цапф $d_{пф}$ достигает 12), а также при установке валов в подшипники, размещенные в разных корпусах.

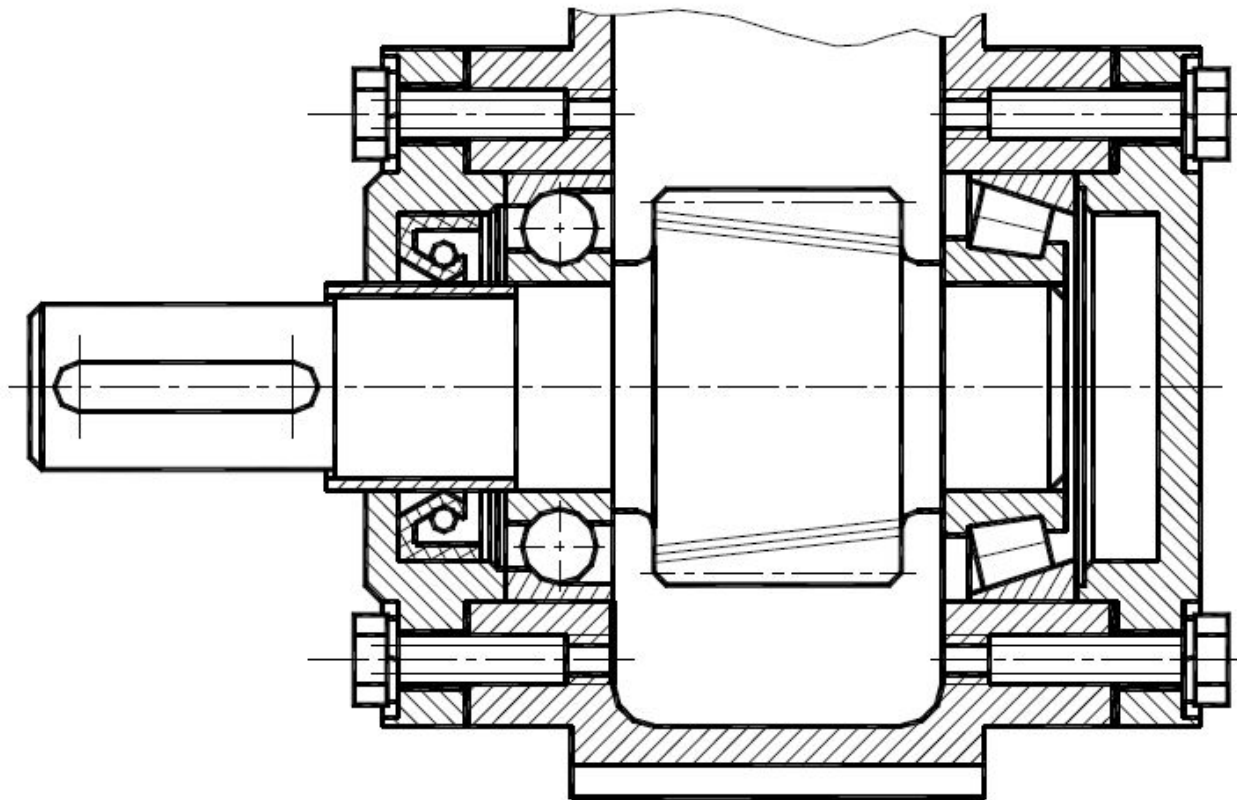
При установке подшипников с плавающей опорой опасность защемления валов опорах вследствие нагрева снижается. Поэтому эту схему очень часто используют в червячных редукторах, которые имеют сравнительно низкий КПД.

Вторая схема основана на осевом фиксировании вала в двух опорах – в каждой опоре в одном направлении.

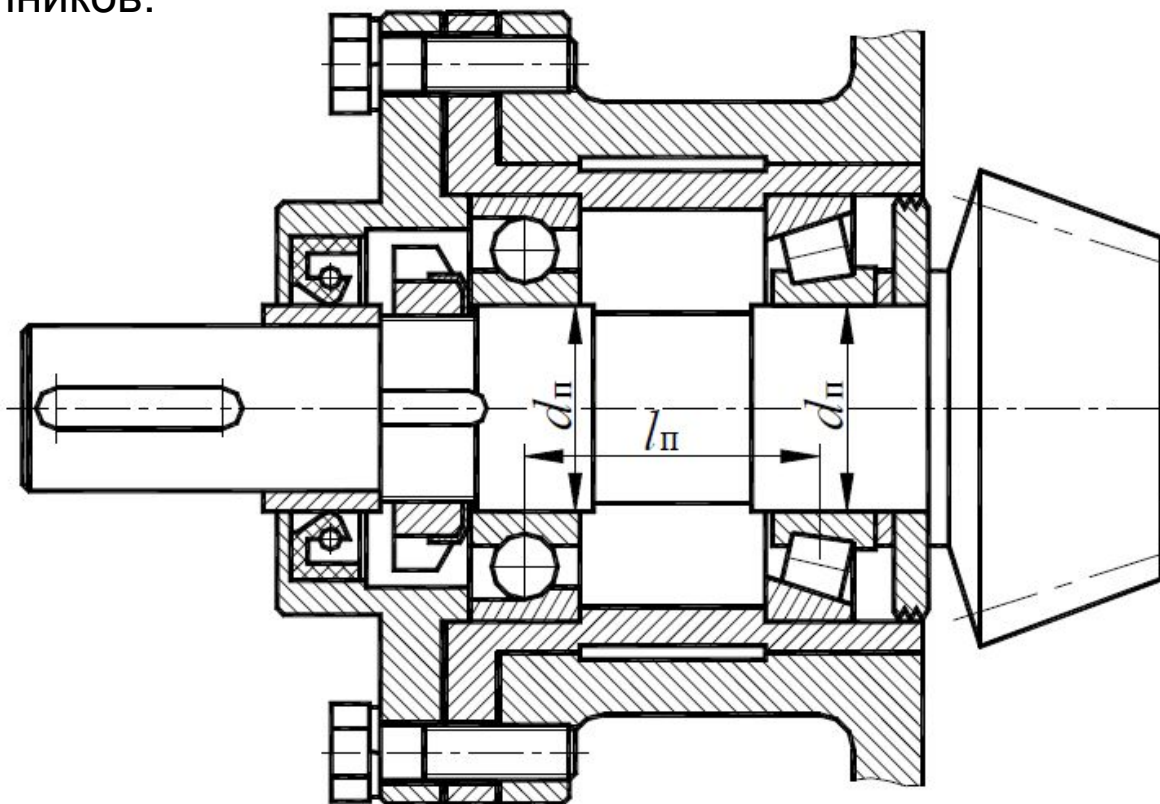
Эта схемы применима с определенными *ограничениями по расстоянию между опорами*, что связано с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается.

Наиболее конструктивно проста схема установки подшипников **враспор**, ее широко применяют при сравнительно коротких валах.

Для исключения защемления вала в опорах вследствие нагрева при работе предусматривают зазор **s**. Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. В зависимости от конструкции узла и условий эксплуатации **s = (0,2...0,8) мм** (в узлах с радиально-упорными подшипниками). При установке враспор внешняя осевая нагрузка будет восприниматься либо одной, либо другой крышкой.

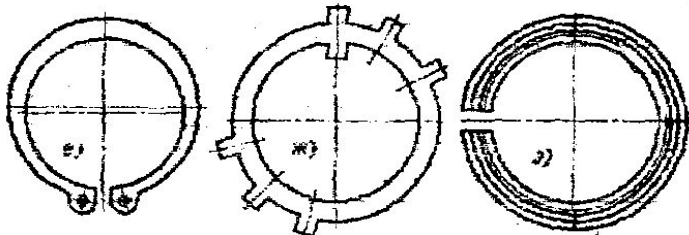
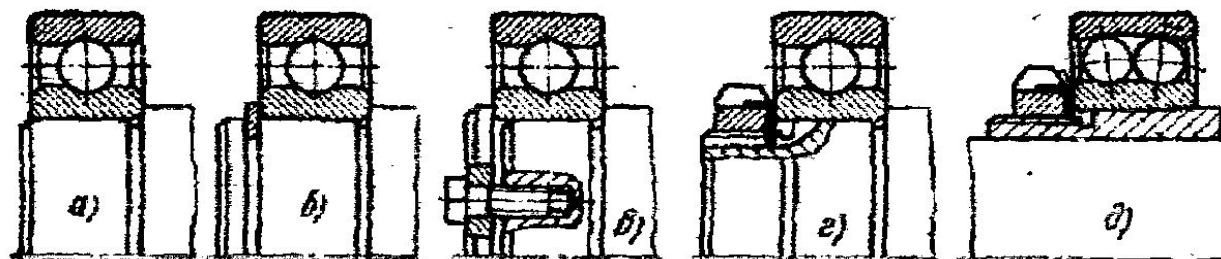


При установке вала по схеме **врастяжку**, представленной ниже, *вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала при росте температуры исключена*, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в предыдущей схеме. Но превышать отношение расстояния между подшипниками **$l_{\text{п}}$** к диаметру цапф **$d_{\text{п}}$** более 12 не рекомендуется, так как вследствие температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для подшипников.



Крепление подшипников на валу и в корпусе

Для восприятия осевых нагрузок кольца подшипника закрепляют на валу и в корпусе.



*КРЕПЛЕНИЕ
ВНУТРЕННИХ
КОЛЕЦ*

Для закрепления внутренних колец на валу применяются различные средства: уступы вала (а); пружинные стопорные кольца (б,е); торцовые шайбы (в); упорные гайки (г,ж);

Для фиксации наружных колец применяют:

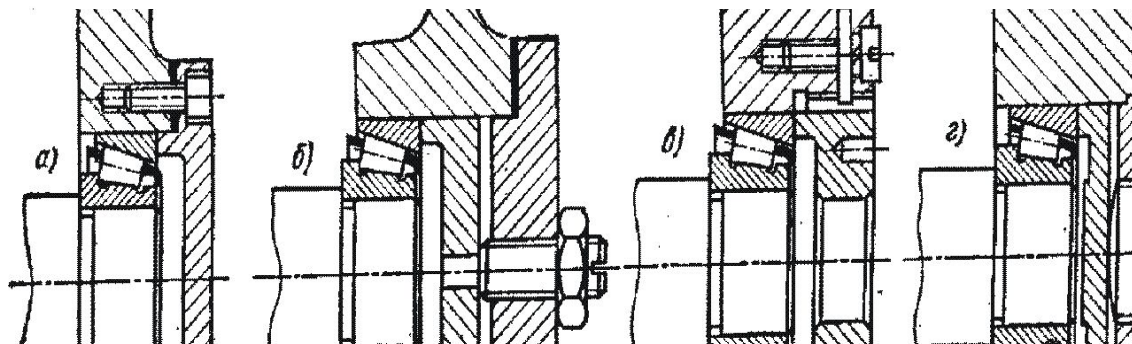


КРЕПЛЕНИЕ НАРУЖНЫХ КОЛЕЦ

уступы в корпусе и стакане (а); крышки (б); крышки и уступы (в,г); упорные борта (д); врезные крышки при разъёмных корпусах (е); пружинные кольца (ж,з).

Радиально-упорные подшипники требуют осевого регулирования, которое делается смещением наружного кольца:

ОСЕВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ



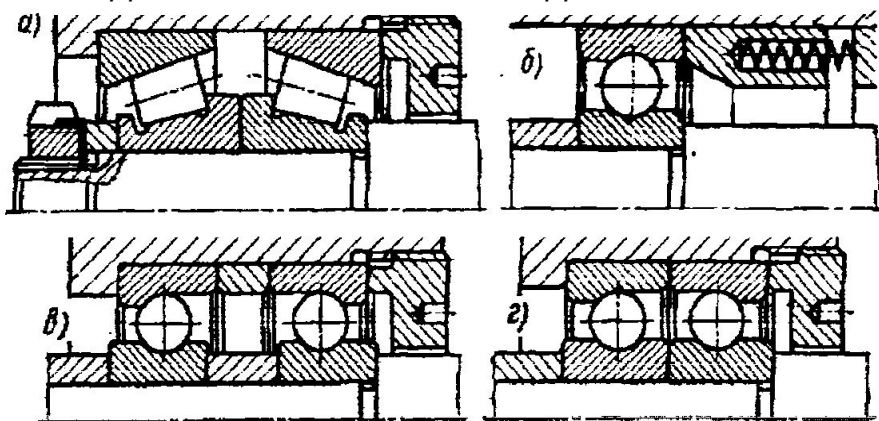
прокладками из металла (а);
 крепёжным винтом (б,г) при
 малых осевых силах;
 резьбовой крышкой или
 кольцом (в).

Жёсткость подшипников и их предварительный натяг

Деформации подшипников качения примерно равны деформациям валов.

Поддержание высокой жёсткости подшипниковых узлов обеспечивает точность

В ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ НАТЯГ ПОДШИПНИКОВ жёсткость имеют точные роликоподшипники.

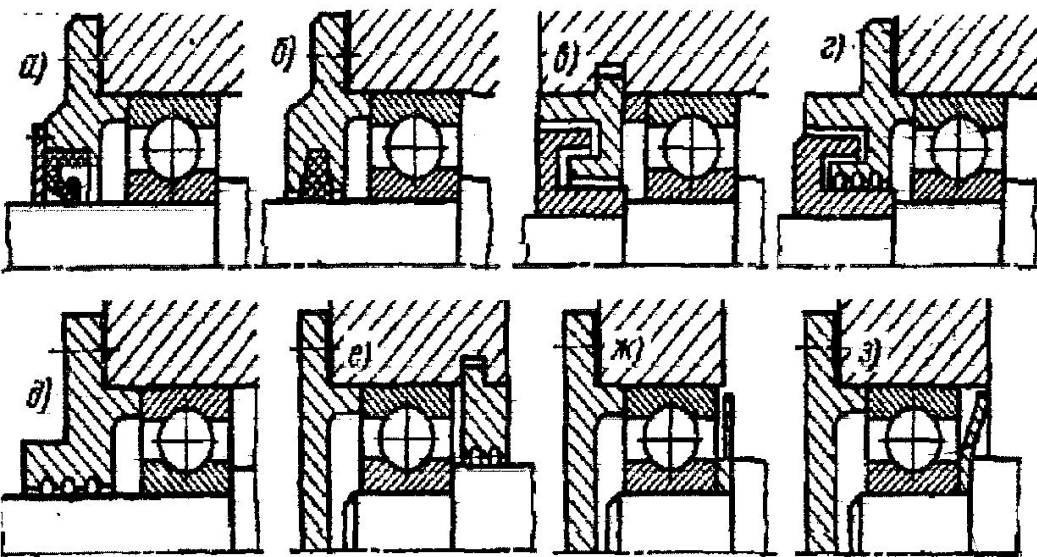


Жёсткость увеличивается
 предварительным натягом, суть которого
 в выборке зазоров и начальном сжатии
 тел качения. Это достигается взаимным
 осевым смещением колец посредством:
 затяжки резьбы (а); пружинами (б);
 установкой втулок (в); шлифовкой торцов
 колец (г).

Излишний преднатяг приводит к усилению износа сепаратора из-за набегания на него
 части тел качения и отставания другой части из-за разных их диаметров.

Уплотняющие устройства

Это специальные детали, выполненные из мягких упругих материалов (мягкие металлы, резина, пластмасса, войлок и т.п.), которые предотвращают вытекание смазки из подшипниковых узлов и попадание в них загрязнения.



УПЛОТНЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

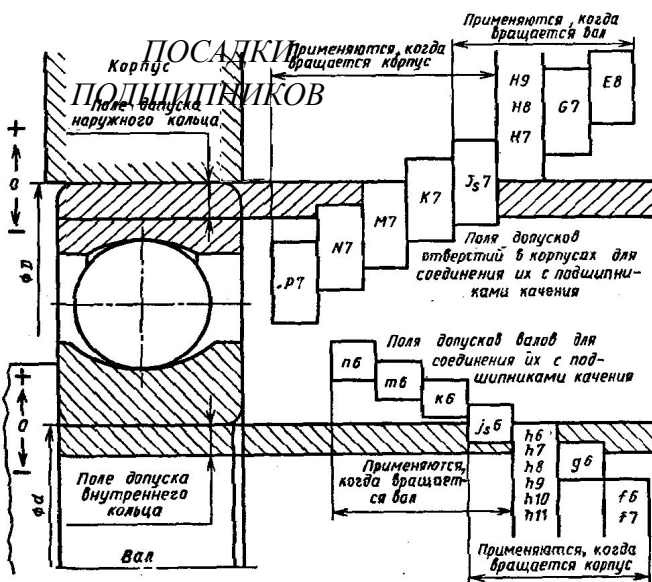
По принципу действия уплотнения разделяются на: контактные манжетные, войлочные, с металлическими кольцами (а,б), применяются на низких и средних скоростях, дают плотный контакт подвижных и неподвижных деталей; щелевые и лабиринтные, препятствуют протеканию

жидкостей и даже газа через каскад щелей и камер (в,г,д,е), так, типовая букса грузового вагона имеет четырёхкамерное лабиринтное уплотнение; центробежные (ж,з); комбинированные.

Известны конструкции подшипников со встроенными уплотнениями.

Посадки подшипников на вал и в корпус

Подшипники являются стандартными узлами, поэтому валы и корпуса должны приспособляться к ним. Внутренние кольца сажают на вал по системе отверстия, а наружные в корпус по системе вала. При том, что поле допусков внутреннего кольца направлено не в тело, а к центру, посадки на вал получаются более плотными, чем обычно в системе отверстия.



В зависимости от режима работы машины, чем больше нагрузка и сильнее толчки, тем более плотными должны быть посадки и наоборот. Посадки роликоподшипников должны быть более плотными в связи с большими нагрузками. Посадки радиально-упорных подшипников плотнее, чем у радиальных, у которых посадочные натяги искажают зазоры. Посадки крупных подшипников из-за больших сил назначают плотнее, чем у средних и мелких.

Рекомендации по выбору посадок по мере роста нагрузок в опорах можно сформулировать следующим образом:

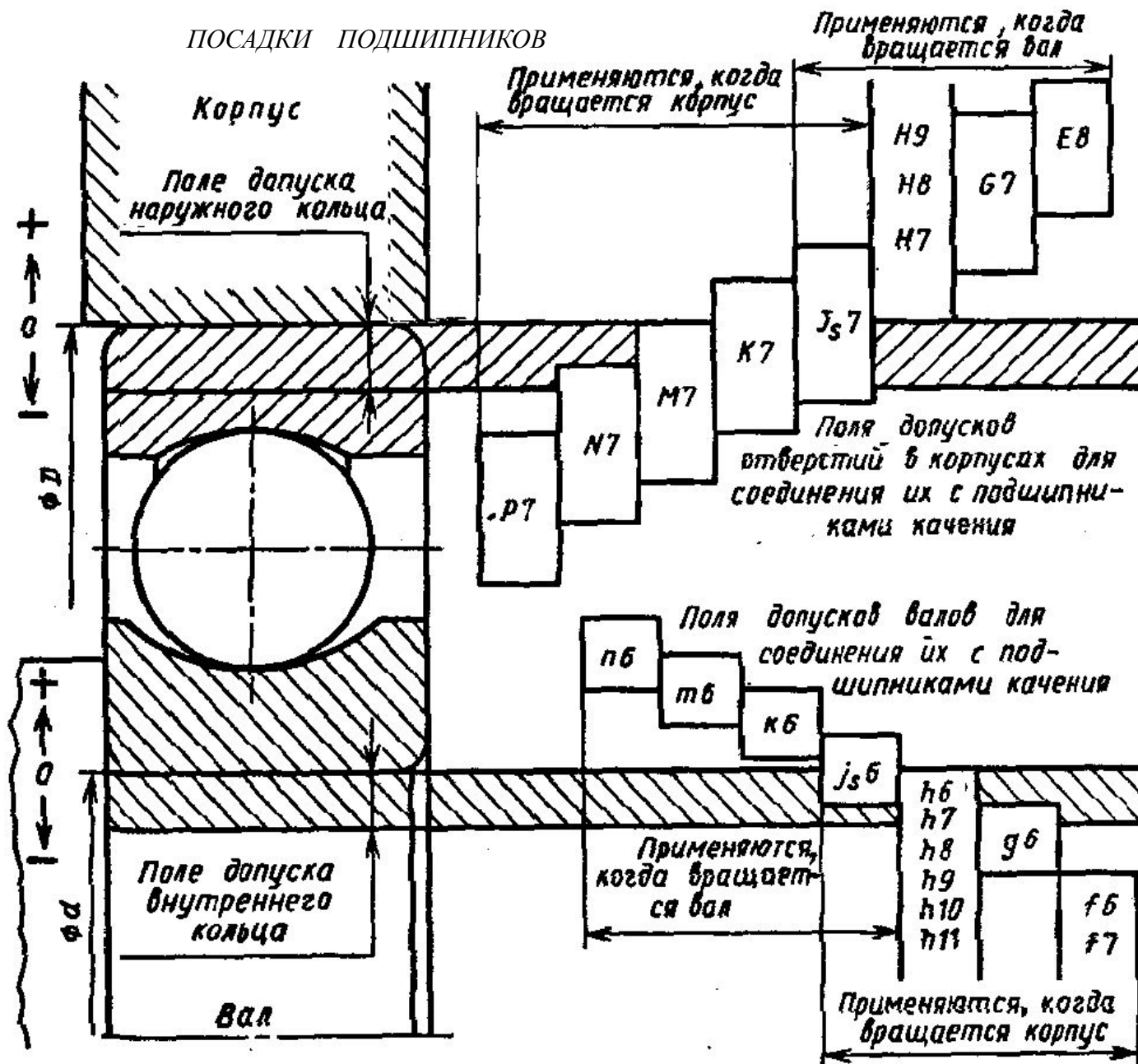
Допуски валов при вращающемся вале – $j_s 6$; $k6$; $m6$; $n6$.

Допуски валов при вращающемся корпусе – $g6$; $h6$.

Допуски корпуса при вращающемся вале – $H7$; $H6$; $J_s 7$; $J_s 6$; $K7$.

Допуски корпуса при вращающемся корпусе – $K7$; $M7$; $N7$; $P7$.

ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ



Монтаж и демонтаж подшипников

Нередко наблюдаются случаи, когда повреждения подшипников вызваны небрежным, безграмотным монтажом и демонтажом.

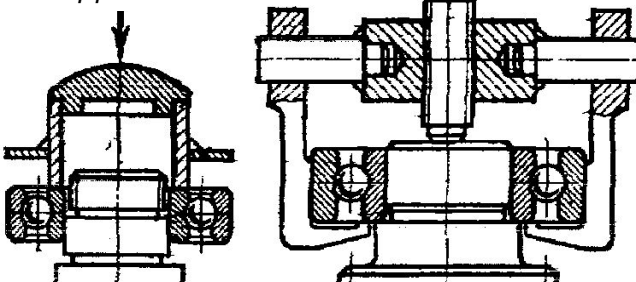
Подшипники со значительным натягом на валу следует монтировать нагретыми в масле или охлаждать вал сухим льдом. В остальных случаях подшипники можно напрессовывать на вал с помощью пресса.

Посадка подшипника ударами молотка через оправку из мягкого металла допустима только при малых натягах для мелких и средних подшипников. Демонтаж допускается только с помощью специальных съёмников. Общий принцип: усилие прикладывается только к тому кольцу, которое установлено с натягом и не должно передаваться на тела качения.

МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ

ПОДШИПНИКОВ

УДАРЫ

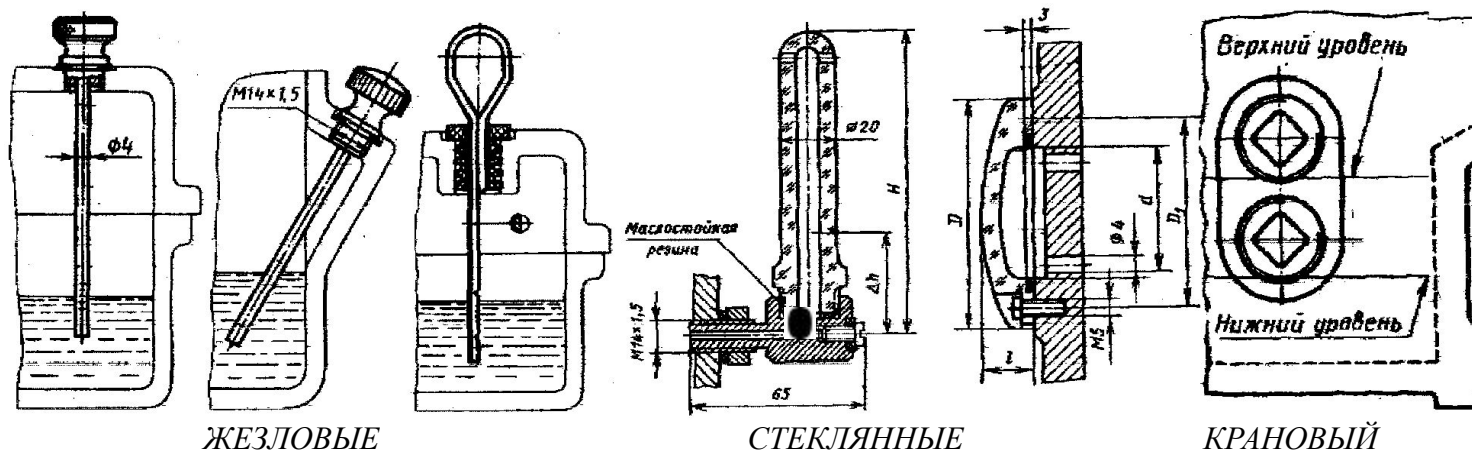


Смазка подшипников качения

Применяется как для снижения трения, так и для повышения теплоотвода. Пластичные (густые) смазки более легки в обслуживании, меньше расходуются, удобны в применении в труднодоступных местах, куда закладываются при сборке, заполняют и герметизируют зазоры. Их недостаток в том, что в конструкции требуется предусматривать специальные полости. Эту полость первоначально заполняют на $2/3$ объёма при $n \leq 1500$ об/мин или на $1/2$ объёма при $n > 1500$ об/мин.

В дальнейшем обычно через каждые три месяца через специальные устройства (пресс-маслёнки) добавляют свежую смазку, а через год её меняют с предварительной разборкой и промывкой узла. При консистентной смазке необходимо применение щелевых, лабиринтных и центробежных уплотнений.

МАСЛОУКАЗАТЕЛИ



Жидкие смазки применяются при более высоких температурах, когда густые плавятся и вытекают. Обеспечивают минимальные потери на трение. Обычный способ в случае нижнего расположения червяка – организация масляных ванн (например, картер двигателя и т.п.), в которых масло налито до уровня нижнего тела качения. В зубчатых передачах колёса погружают не более чем на высоту зуба, во избежание больших потерь на перемешивание масла. Уровень масла контролируется щупом - маслоуказателем, как, например, в двигателях легковых автомобилей.

Разбрызгивание масла внутри корпуса механизмов происходит с помощью специальных лопастей-крыльчаток либо зубчатых колёс и применяется для создания масляного тумана, который способствует выравниванию температуры и теплоотводу от механизма.

Муфты

Лекция № 12.

Общие сведения

Определения:

Муфта (от немецкого *die Muffe*) – устройство для соединения валов, тяг, труб, канатов, кабелей.

Следует различать **муфты соединительные** и **муфты приводов** машин. Муфты приводов рассматриваются в курсе деталей машин.

Муфты приводов (далее **муфты**) – устройства, предназначенные для передачи вращательного движения между валами или между валом и свободно сидящей на нём деталью (шкивом, звёздочкой, зубчатым колесом и т.п.) без изменения параметров движения.

Назначение муфт:

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

Классификация муфт:

- 1) по виду энергии, участвующей в передаче движения – механические, гидравлические, электромагнитные;
- 2) по постоянству сцепления соединяемых валов – муфты постоянного соединения (неуправляемые), муфты сцепные, управляемые (соединение и разъединение валов по команде оператора), и автоматические (либо соединение, либо разъединение автоматическое по достижении управляющим параметром заданного значения);
- 3) по способности демпфирования динамических нагрузок – жёсткие, не способные снижать динамические нагрузки и гасить крутильные колебания, и упругие, сглаживающие крутильные вибрации, толчки и удары благодаря наличию упругих элементов и элементов, поглощающих энергию колебаний;
- 4) по степени связи валов – неподвижная (глухая), подвижная (компенсирующая), сцепная, свободного хода, предохранительная;
- 5) по принципу действия – втулочная, продольно-разъёмная, поперечно-разъёмная, компенсирующая, шарнирная, упругая, фрикционная, кулачковая, зубчатая, с разрушаемым элементом (срезная), с зацеплением (кулачковые и шариковые);

б) по конструктивным признакам – поперечно-компенсирующая, продольно-компенсирующая, универсально-компенсирующая, шарнирная, упругая (постоянной и переменной жёсткости), конусная, цилиндрическая, дисковая, фрикционная свободного хода, храповая свободного хода.

Муфты постоянного соединения позволяют разъединить ведущий и ведомый валы только после разборки соединения. Наиболее простыми из муфт постоянного соединения являются глухие муфты.

Глухая муфта – муфта постоянного соединения, обеспечивающая при соединении валов полное совпадение их геометрических осей.

Глухими являются *втулочные, продольно-разъёмные и поперечно-разъёмные или фланцевые муфты.*

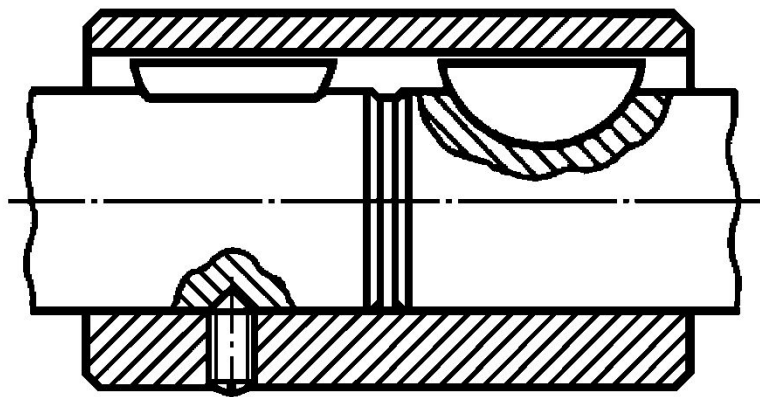


Рис. 12.1. Втулочная муфта.

Втулочная муфта (рис. 12.1) наиболее проста по конструкции и представляет собой втулку, одетую на концы соединяемых валов. Вращающий момент от ведущего вала к ведомому передаётся втулкой через шпонки (рис. 12.1), шлицы или штифты, установленные в отверстиях, просверленных диаметрально сквозь втулку и концы валов.

Недостаток втулочной муфты – невозможность разъединения валов без смещения хотя бы одного из них.

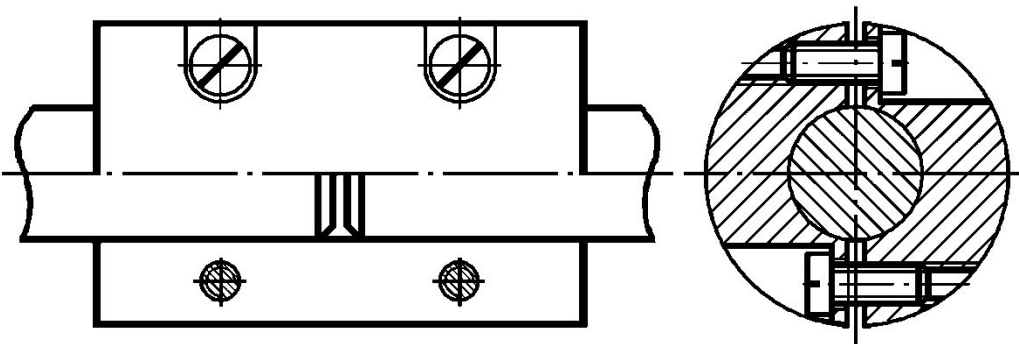


Рис. 12.2. Муфта продольно-разъёмная

Продольно-разъёмная муфта (рис. 12.2) состоит из двух полумуфт, стягиваемых при сборке винтами или болтами с гайкой. Разъём между полумуфтами расположен в плоскости, проходящей через общую геометрическую ось обоих соединяемых валов.

Усилие затяжки винтов должно быть достаточным для передачи вращающего момента силами трения, действующими на поверхности между валом и полумуфтами. Такая муфта позволяет разъединять концы валов, не смещая последние со своего места, и облегчает центровку валов при установке агрегатов на общую раму или фундамент.

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

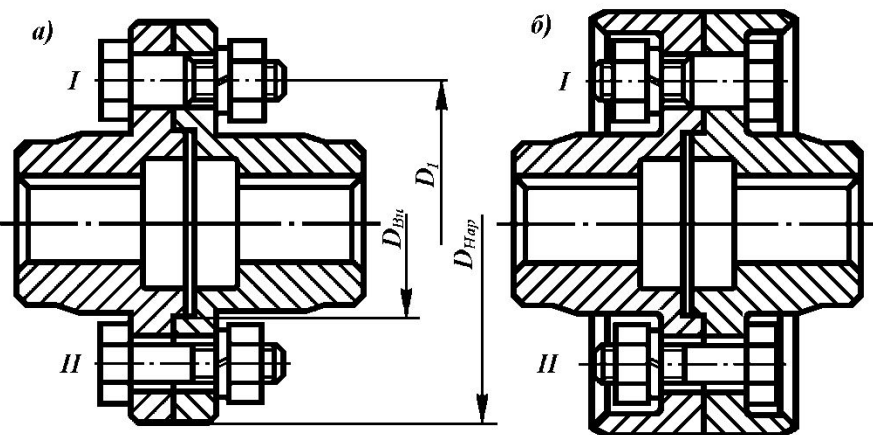


Рис. 12.3. Муфта фланцевая:

а) для закрытой установки;

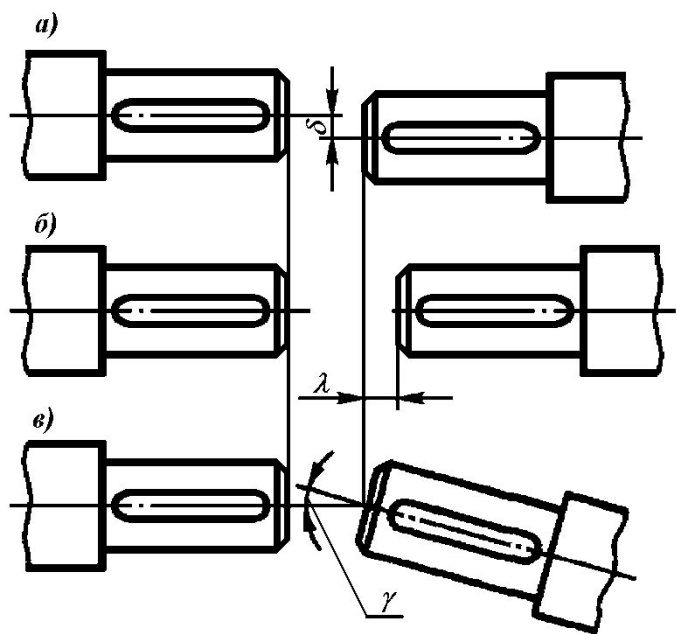
б) для открытой установки;

I – призонные болты; **II** – обычные болты в отверстиях с зазором.

Поперечно-разъёмная (фланцевая) муфта (рис. 12.3) состоит из двух полумуфт, каждая из полумуфт насаживается на конец своего из соединяемых валов – одна на ведущий вал, другая на ведомый. Каждая из полумуфт имеет фланец. При сборке соединения полумуфты ставятся так, чтобы фланцы встали друг против друга с минимальным зазором. В отверстия фланцев вставляются болты, стягивающие полумуфты.

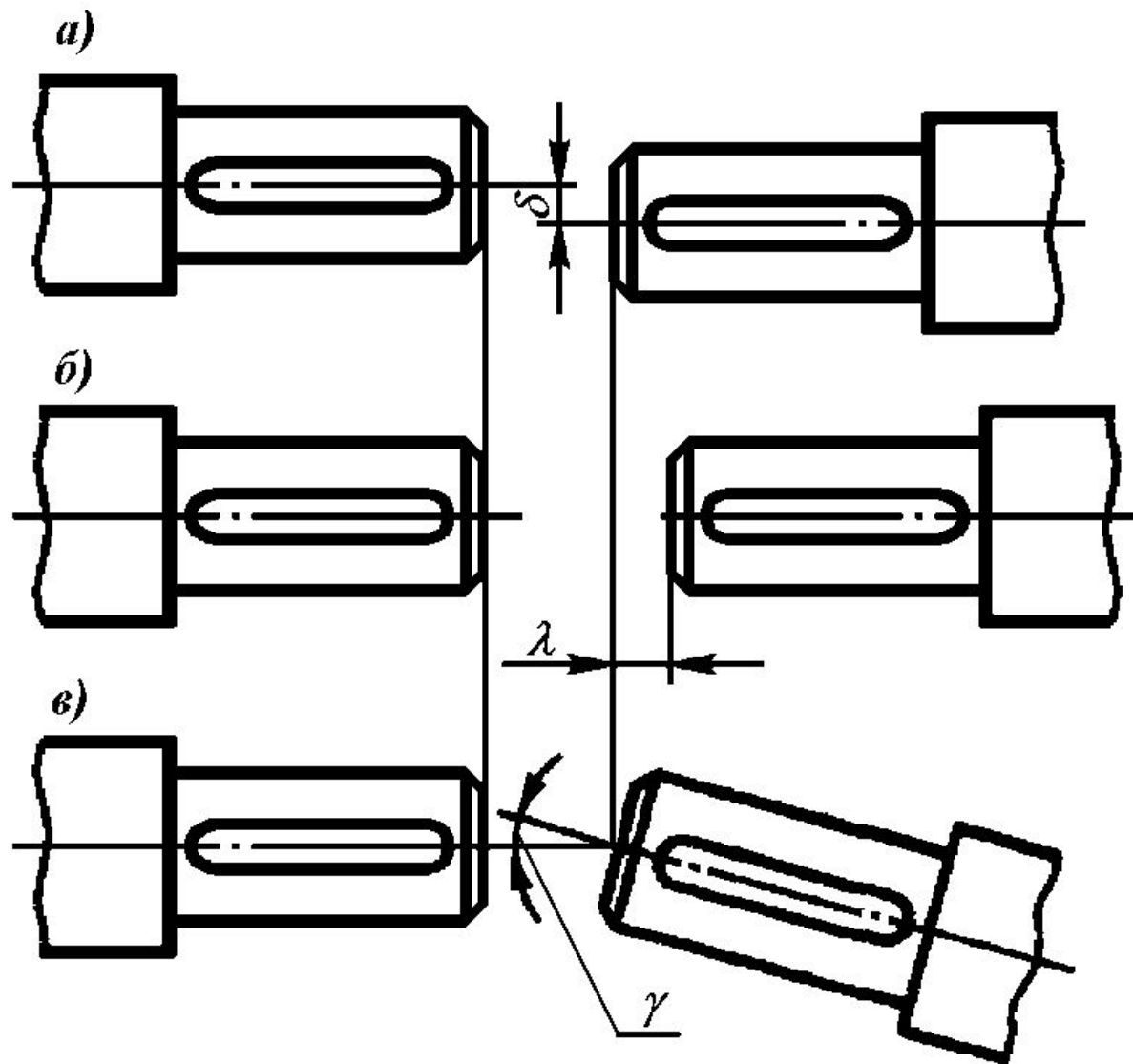
Компенсирующие муфты

Недостаток всех глухих муфт: жёстко соединяя концы валов, они не позволяют им смещаться друг относительно друга при действии рабочих усилий со стороны элементов, передающих движение. Это способствует повышению изгибных напряжений в валах и, в конечном итоге, сокращает срок их службы.



Компенсирующие муфты позволяют соединять валы с несовпадением геометрических осей. Величину такого несовпадения называют **величиной смещения** (рис. 12.4). При соединении валов муфтой возможно **3 вида** элементарного **смещения**: **радиальное** (поперечное рис. 12.4, **а**), **осевое** (продольное рис. 12.4, **б**) и **угловое** (рис. 12.4, **в**). Обычно наблюдается **комплексное** смещение, включающее сразу несколько из названных элементарных смещений.

Рис. 12.4. Виды относительного смещения соединяемых валов: а) радиальное (поперечное); б) осевое (продольное); в) угловое.



Подвижные компенсирующие муфты делят на две группы: 1) **жесткие** муфты и 2) **упругие** муфты.

В **жестких муфтах** подвижность частей обеспечивается особенностями конструкции (расположение частей, величины зазоров, форма контактных поверхностей и т.п.). Жесткие муфты практически не способны гасить крутильные колебания, возникающие в механизмах.

В **упругих муфтах** подвижность частей обеспечивается деформацией упругого элемента (пружины, детали из эластомера, резины). Деформация такого упругого элемента происходит с большим поглощением энергии, что способствует интенсивному гашению крутильных колебаний и более спокойной работе привода в целом.

В технике широко применяются жесткие компенсирующие **зубчатые муфты**, способные компенсировать все три вышеназванных вида относительного смещения соединяемых валов. Зубчатые муфты общемашиностроительного применения стандартизованы (ГОСТ 5006-83) для валов диаметром от 40 до 200 мм и передаваемых моментов от 1000 до 63000 Нм.

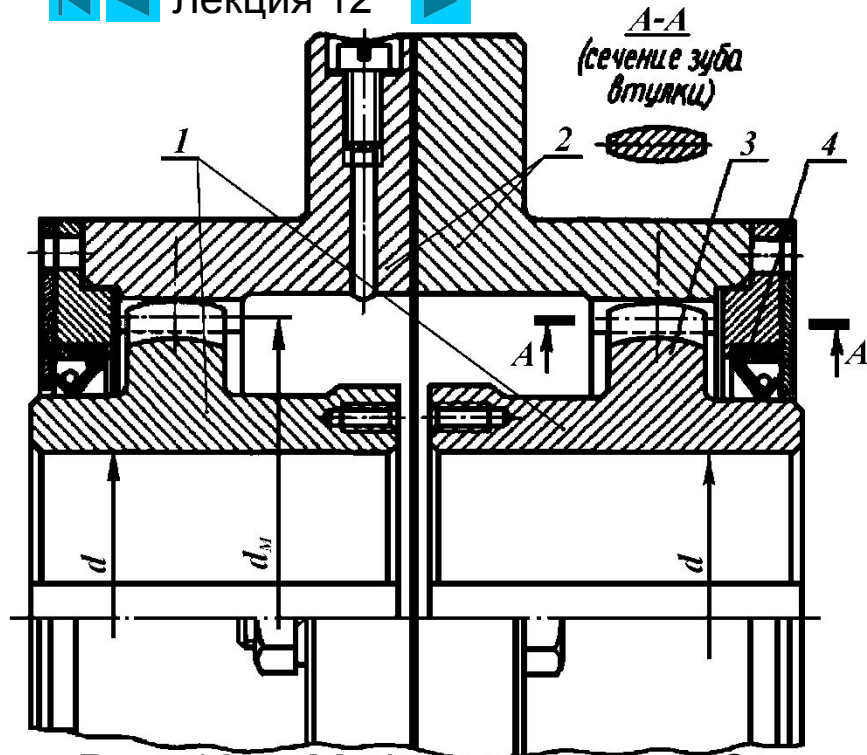


Рис. 12.5. Муфта зубчатая МЗ.

Муфта МЗ (рис. 12.5) состоит из двух втулок **1**, насаживаемых на соединяемые валы и несущих на своей наружной поверхности зубчатый венец **3**, и двух полуобойм **2**, снабженных внутренними зубьями и фланцем. Зубья втулок входят во впадины между зубьями полуобойм, а их фланцы стягиваются между собой болтами. Торцы обойм закрыты крышками, а в зазоре между отверстием крышки и втулкой поставлена манжета **4**. Внутреннее пространство муфты заполнено смазкой высокой вязкости для снижения износа зубьев и повышения КПД муфты.

Вершины зубьев втулки выполнены сферическими с центром сферы на оси вращения валов, боковым поверхностям этих зубьев придана овальная форма, а впадины между зубьями обоймы сделаны несколько шире по сравнению с толщиной зубьев втулок.

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

Для компенсации радиального смещения валов применяется **крестово-кулисная (кулачково-дисковая) муфта** (рис. 12.6), содержащая три главных части: устанавливаемые на соединяемые валы две полумуфты **1** и **2**, и между ними кулиса (диск) **3**, снабжённая прямоугольными гребнями на торцевых поверхностях, идущими вдоль взаимно перпендикулярных диаметров. Гребни кулисы при сборке муфты вводятся в пазы, выполненные на обращённых друг к другу торцевых поверхностях полумуфт. Часто с целью облегчения кулисы у неё удаляют центральную часть. Детали крестово-кулисной муфты обычно изготавливаются из

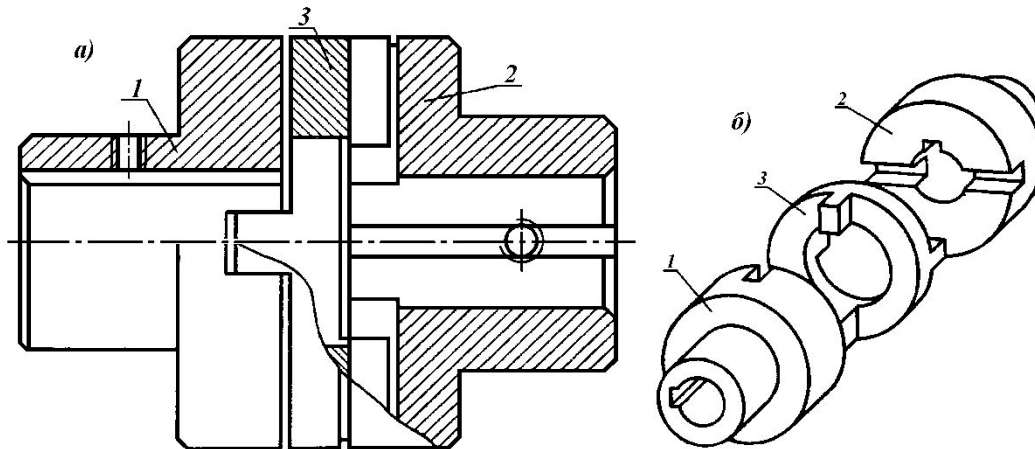


Рис. 12.6. Муфта крестово-кулисная (кулачково-дисковая): а) в сборе; б) подетальная аксонометрия

сталей, углеродистых или легированных (стали 45, 50, 40Х, 15Х, 20Х и др.). Контактные поверхности пазов полумуфт и гребней кулисы подвергают термохимической или термической обработке с целью достижения высокой твёрдости и контактной прочности. Крестово-кулисная муфта позволяет соединять

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

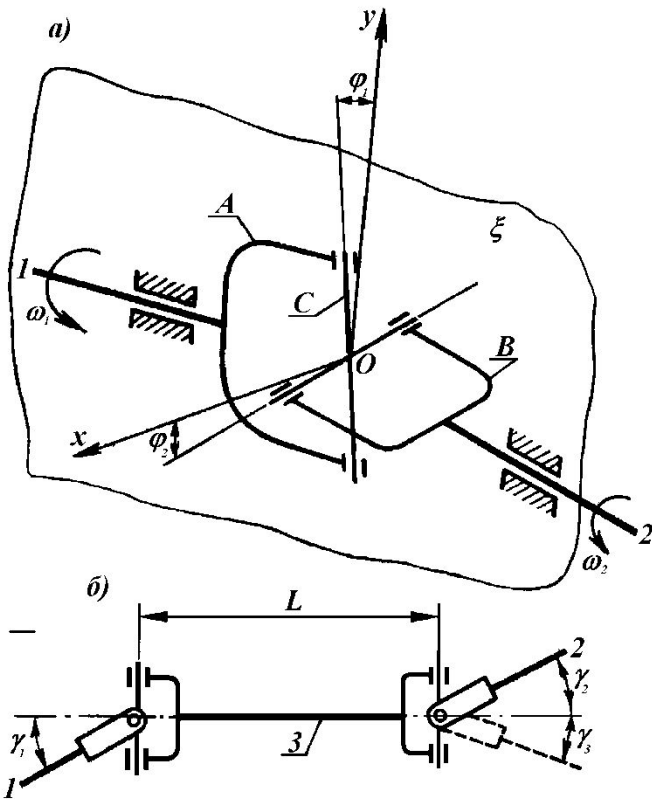


Рис. 12.8. Кинематическая схема муфты Кардана: *а)* шарнирной; *б)* сдвоенной.

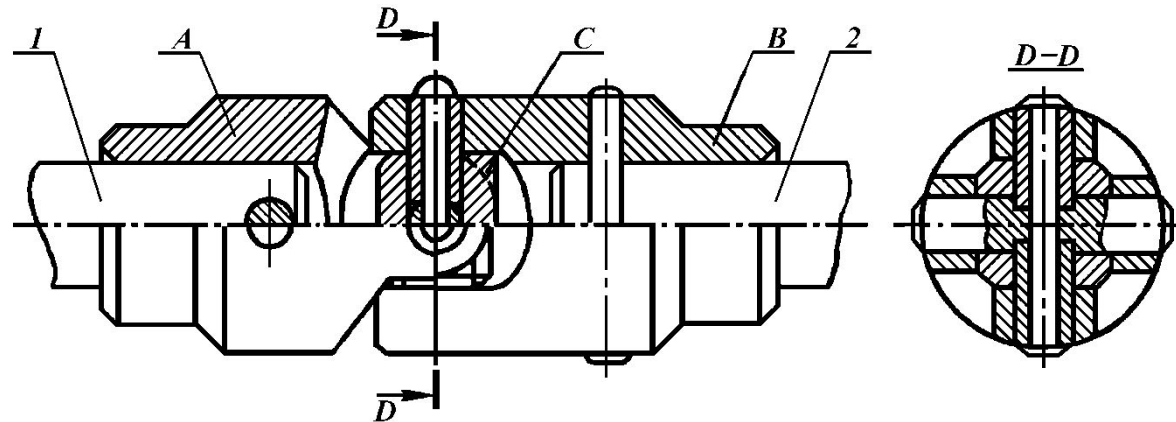


Рис. 12.9. Конструкция шарнирной муфты Кардана

Наибольшее распространение на транспорте и в промышленности получили шарнирные муфты (муфты Кардана) с крестовым шарниром (шарниром Гука) (схема рис. 12.8, конструкция рис. 12.9). Муфта Кардана (рис. 12.8, *а*) состоит из двух полумуфт, каждая из которых выполнена в форме вилки. Перья вилки каждой из полумуфт *A* и *B* расположены под углом 90°

друг к другу, а между ними установлена крестовина *C*, концы которой вращательными кинематическими парами соединены с перьями вилки.

Упругие муфты.

Для гашения крутильных колебаний (колебаний угловой скорости), вызванных силами инерции в механических приводах широкое применение находят **упругие муфты**. Главной особенностью этих муфт является наличие упругого элемента (резиновые втулки, торообразная оболочка, эластичная крестовина, различного рода пружины и т.п.), который при резком возрастании нагрузки (момента сопротивления) способен деформироваться, возвращаясь в исходное состояние при уменьшении нагрузки до нормальной рабочей величины. Упругие муфты, кроме того, допускают радиальное смещение валов до 0,4...0,6 мм и угловое смещение осей валов до 1,5°.

Довольно часто упругий элемент служит и для поглощения колебательной энергии, т.е. выполняет роль демпфера (успокоителя) крутильных колебаний.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП, рис. 12.10) состоит из двух полумуфт, каждая из которых выполнена в виде ступицы с фланцем на одном конце. На фланце одной из полумуфт (обычно ведущей) крепятся пальцы с надетыми на их свободные концы резиновыми кольцами трапецеидального сечения или гофрированными резиновыми втулками. При монтаже на концы валов полумуфты устанавливаются фланцами друг к другу, а концы пальцев с надетыми на них упругими элементами входят в отверстия второй ведомой полумуфты. Муфты МУВП стандартизованы для валов диаметром от 9 до 160 мм и передаваемых крутящих моментов от 6,3 до 16000 Нм (ГОСТ 21424-93).

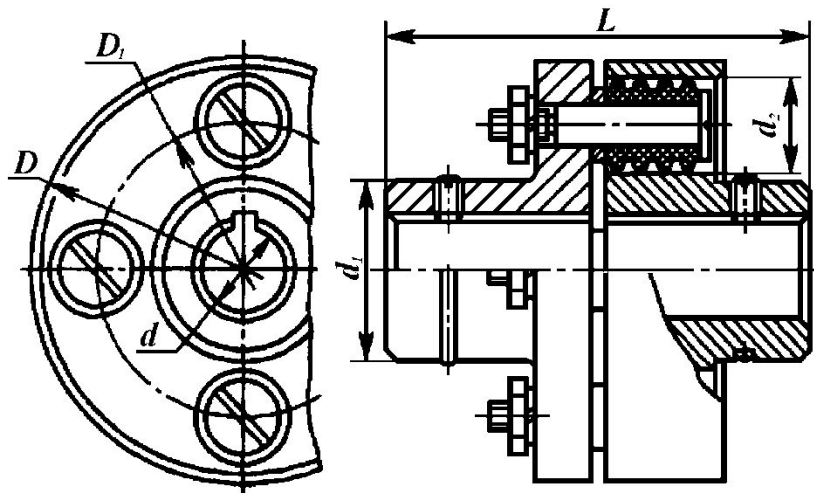
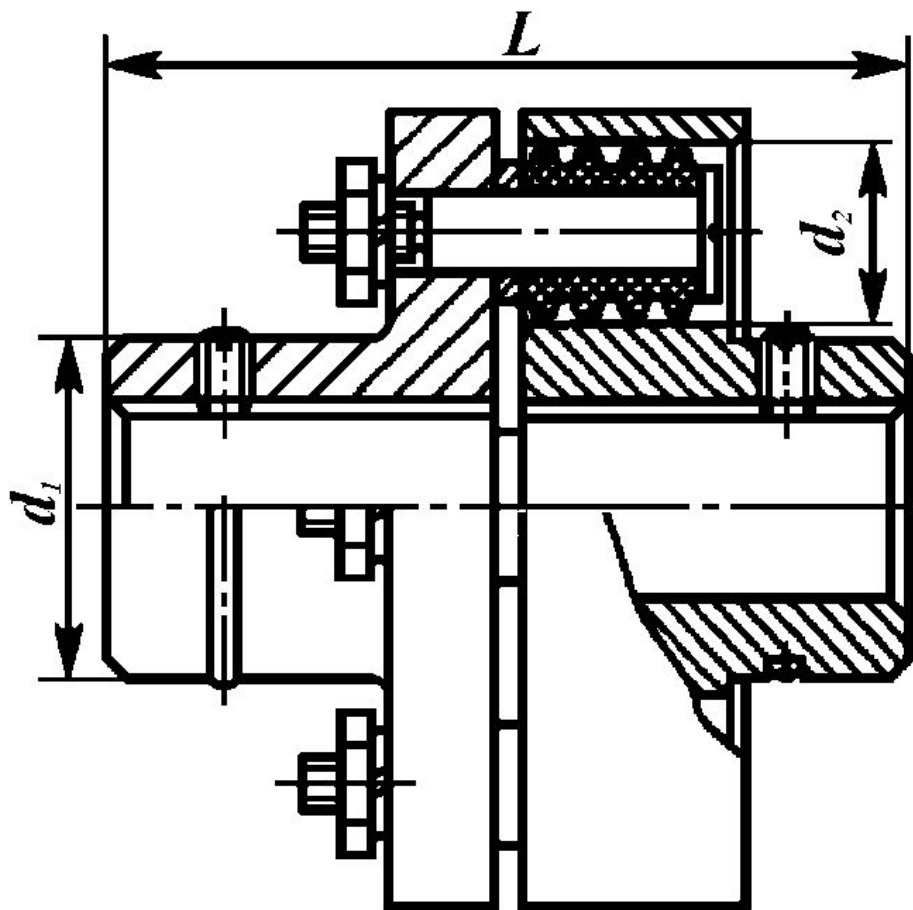
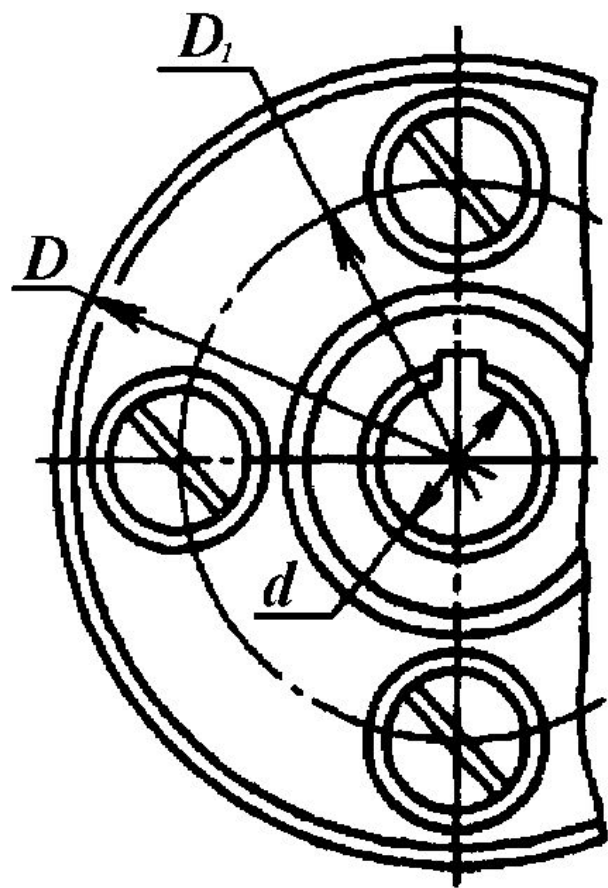
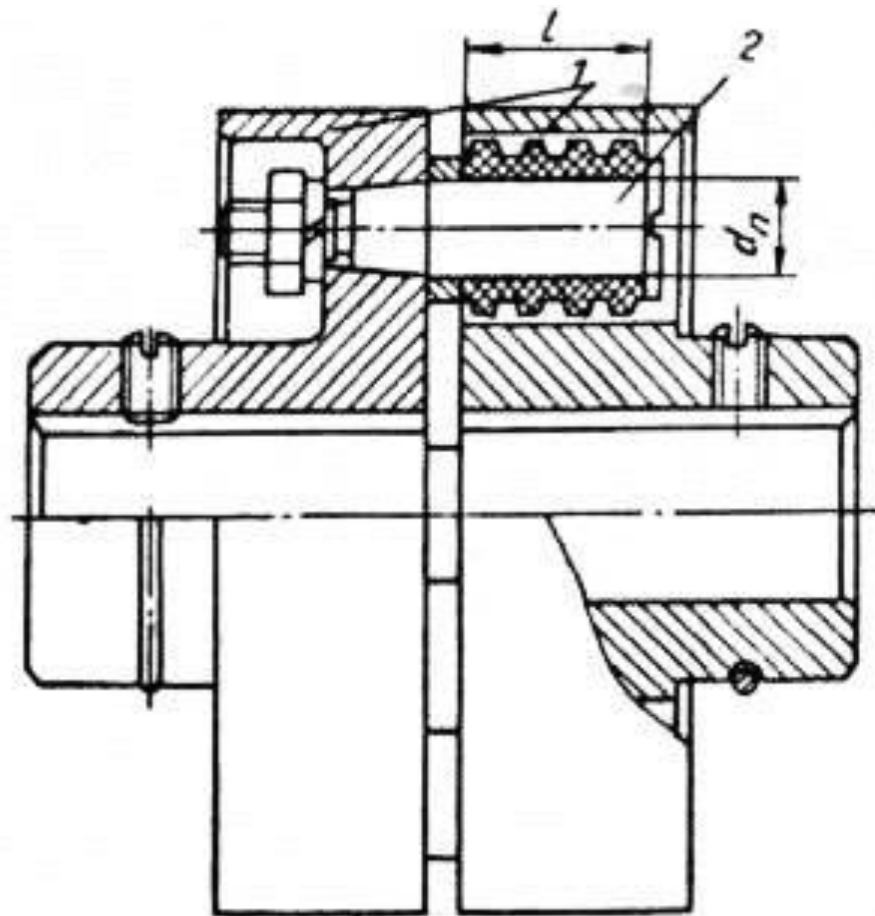
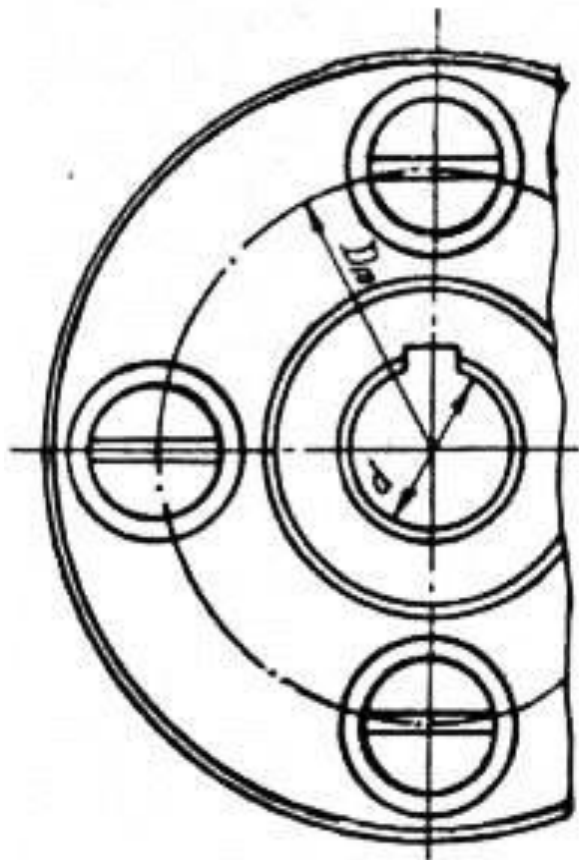


Рис. 12.10. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Полумуфты изготавливаются из чугуна марки не ниже СЧ 21-40 или стали Ст. 3. Пальцы – из стали 45 или более прочной. Кольца и втулки резиновые, при её прочности на растяжение не ниже 6 МПа и твёрдости 55...75 единиц по Шору. Расчёт муфт МУВП ведётся по двум основным параметрам: пальцы муфты рассчитываются на изгиб, а резиновые кольца или втулки на смятие по поверхности цилиндра.





Расчет втулочно-пальцевой муфты состоит из проверочного расчета пальца на изгиб по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{T_p l}{0,1 d_{\text{п}}^3 z D_m} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

и проверочного расчета резиновой втулки на смятие по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{z D_m l d_{\text{п}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

где l — длина втулки; d_n — диаметр пальцев; z — число пальцев; D_m — диаметр окружности, на которой расположены пальцы; $[\sigma_{\text{и}}]$ — допускаемое напряжение в пальцах при изгибе: $[\sigma_{\text{и}}] = 80...90 \text{ МПа}$; $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение на смятие для резины: $[\sigma_{\text{см}}] = 1,8...2 \text{ МПа}$.

Муфты упругие с торообразной оболочкой (рис. 12.11) обладают большой крутильной, радиальной и угловой податливостью и согласно ГОСТ Р 50892-96 изготавливаются с оболочкой *выпуклого* или *вогнутого* профиля. Муфта состоит из двух полумуфт, снабжённых фланцами, и торообразной оболочки, прикреплённой своей периферической частью к фланцам с помощью прижимных дисков и винтов, стягивающих эти диски с фланцами полумуфт. Прижимные диски для неразрезной торообразной оболочки разрезные (выполняются из двух или большего числа деталей, соединяемых посредством винтов), для разрезной – цельные.

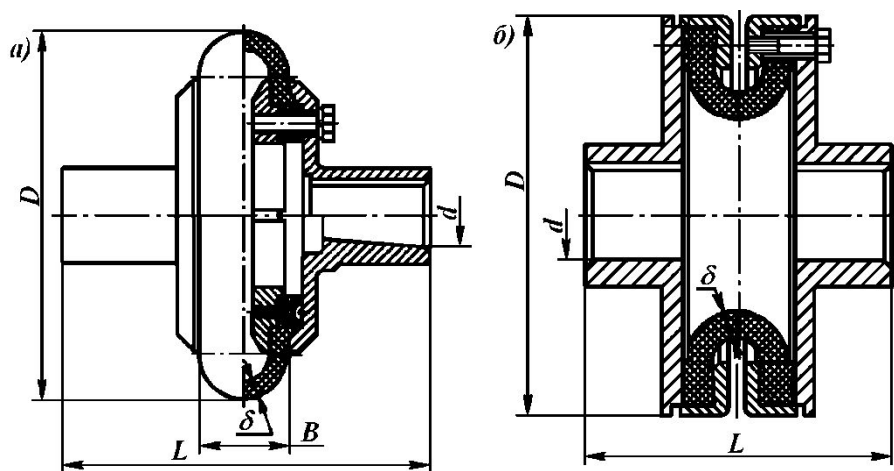


Рис. 12.11. Муфта с неразрезной торообразной оболочкой:

а) выпуклого профиля; б) вогнутого профиля.

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

Металлические детали муфты изготавливаются из стали Ст. 3 или более прочной. Торообразная оболочка из резины с прочностью не менее 10 МПа и модулем упругости при 100% удлинении не ниже 5МПа. Торообразные оболочки муфт диаметром более 300 мм армируются кордовыми нитями для увеличения несущей способности и срока службы.

Предохранительные муфты

Включение и выключение предохранительных муфт обычно происходит автоматически, поэтому иногда их называют **самодействующими** или **самоуправляющимися**.

Основные требования к таким муфтам – точность срабатывания, быстродействие, надежность.

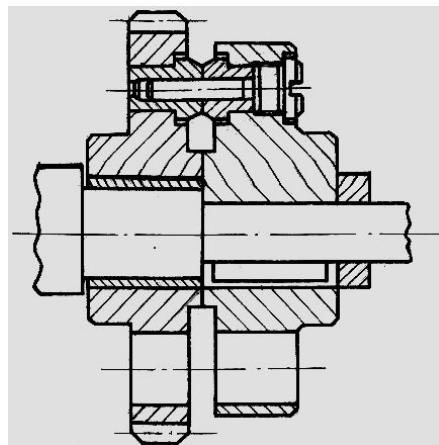
Предохранительные муфты служат для защиты механизмов, машин от перегрузок. Они срабатывают, если вращающий момент на ведомом валу механизма превышает некоторую предельную величину.

Предохранительные муфты бывают двух типов.

1. Фрикционные предохранительные муфты.

2. Предохранительные муфты с разрушающимся элементом – штифтом. Они просты и надежны в работе, обладают сравнительно высокой точностью срабатывания.

Штифты изготовляют из хрупких материалов (высокоуглеродистой стали, чугуна, бронзы и др.), чтобы повысить быстродействие, и размещают в закаленных до высокой твердости втулках из сталей 40X, У8А, У10А и др.



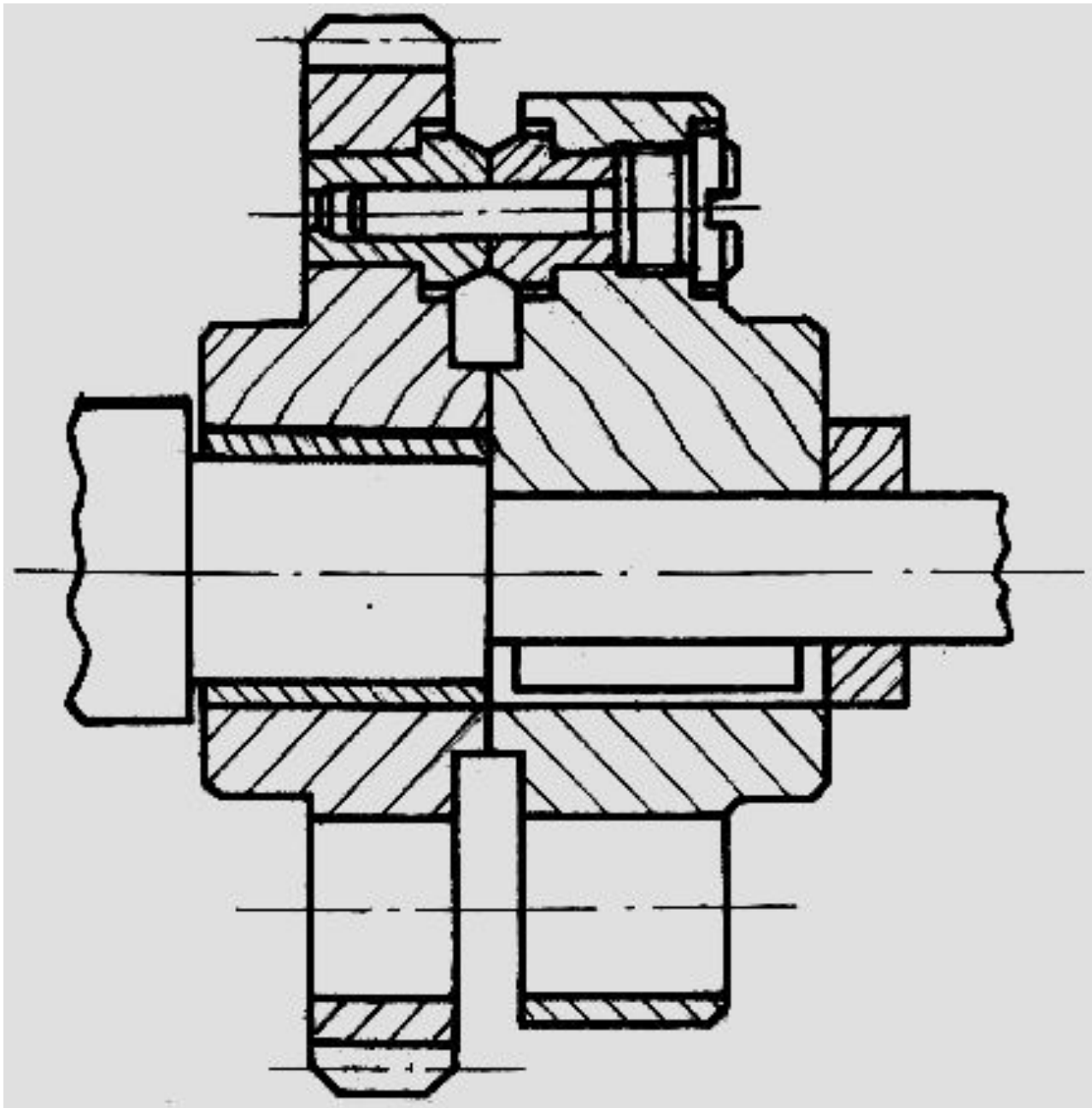
Для обеспечения чистого среза штифтов торцы втулок в собранной муфте должны соприкасаться друг с другом. После разрушения штифта (штифтов) от перегрузки муфта разъединяет кинематическую цепь и полумуфты вращаются относительно друг друга.

Диаметр штифта

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{\frac{4T_n}{\pi \cdot R_{\text{фр}} \cdot z \cdot \tau}},$$

где R_1 – радиус муфты до оси срезного штифта; z – число штифтов (обычно $z = 1-2$); $\tau_{\text{ср}}$ – предел прочности штифта на срез.

Для закаленных штифтов из стали 45 и Ст 5 $\tau_{\text{ср}} = 420 \text{ Н/мм}^2$.



Методика подбора стандартных муфт

Муфты, нашедшие наибольшее применение (шарнирные, с упругой торообразной оболочкой, втулочно-пальцевые и ряд других), стандартизованы. Главной паспортной характеристикой стандартной муфты является величина максимального момента $[T]$ (указывается в стандарте), который она способна передать. Поэтому стандартизованные муфты подбираются в соответствии с величиной передаваемого вращающего момента по условию

$$T \cdot K \leq [T]$$

где T – рабочий момент, передаваемый муфтой, K – коэффициент условий работы и ответственности привода, учитывающий возрастание нагрузки при нештатных ситуациях. В машиностроении $1,0 \leq K \leq 6,0$. Коэффициент K является произведением нескольких частных коэффициентов. Наиболее употребимыми являются два из них, что позволяет записать

$$K = k_{от} \cdot k_{уп}$$

где k_{om} – коэффициент ответственности (отказ муфты вызывает остановку машины, то $k_{om}=1$; аварию машины – $k_{om}=1,2$; аварию нескольких машин – $k_{om}=1,5$; аварию с человеческими жертвами, катастрофу – $k_{om}=1,8$); k_{yp} – коэффициент условий работы машины (работа без реверсирования, спокойная $k_{yp}=1$, неравномерная нагрузка – $k_{yp}=1,1...1,3$, тяжёлая работа с ударами и реверсированием – $k_{yp}=1,3...1,5$). Особые условия работы могут быть учтены введением повышающих коэффициентов.

После выбора муфты с соответствующим максимальным передаваемым моментом проверяется возможность установки элементов муфты на соединяемые валы известного диаметра. При этом следует учесть, что, во-первых, стандартами допускается изготовление одинаковых элементов муфты на несколько вариантов посадочных диаметров, а во-вторых, большинство муфт допускает расточку посадочных отверстий в достаточно широком диапазоне, и такая расточка, если она необходима, должна быть указана в заказной спецификации.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Лекция №13

▶ Общие положения

Детали машин соответствующим образом соединяются между собой, образуя *подвижное* или *неподвижное соединение*.

Различают **разъемные** соединения, допускающие разборку деталей машин без разрушения элементов, и **неразъемные**, которые можно разобрать только после их полного или частичного разрушения.

К разъемным соединениям относят:

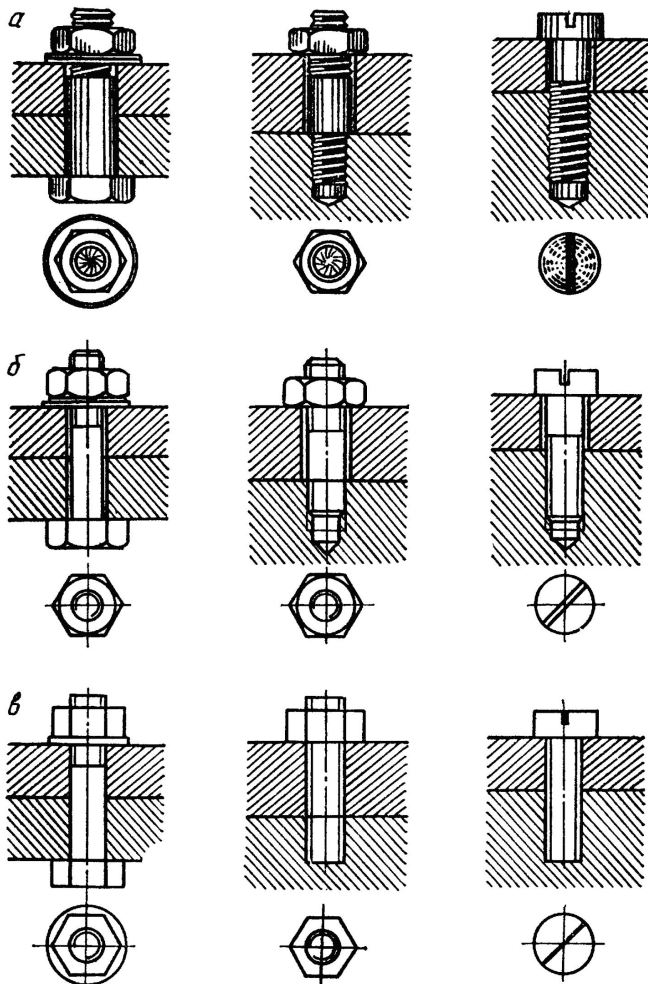
- резьбовые;
- клиновые;
- штифтовые;
- шпоночные;
- зубчатые (шлицевые);
- профильные.

К неразъемным соединениям относят:

- заклепочные;
- сварные;
- паяные;
- клеевые;
- с натягом.

Разъемные соединения

Резьбовые соединения



Основные типы стандартных резьбовых крепежных деталей:

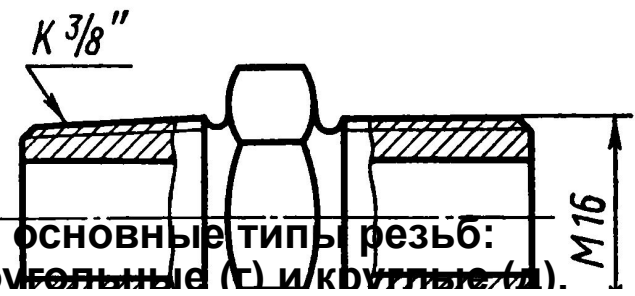
a — болт, шпилька, винт; *б* — конструктивное изображение; *в* — упрощенное

Резьбовые соединения относятся к разъемным и выполняются посредством сверления отверстий в соединяемых деталях, в которые вставляются резьбовые крепежные детали: болты, винты или шпильки. На выступающие концы болтов и шпилек навинчиваются гайки, затяжка которых обеспечивает соединение. При использовании винтов или шпилек в отверстиях одной из соединяемых деталей нарезается резьба. Крепежные резьбовые детали стандартизованы. Вид крепежных изделий зависит от толщины, формы и материала соединяемых деталей. Болты применяют, когда в соединяемых деталях можно сделать сквозные отверстия; винты или шпильки — в случае невозможности сделать сквозные отверстия в одной из деталей. Основным элементом резьбового соединения является резьба, которая получается путем прорезания канавок на поверхности деталей по винтовой линии

классификация резьбы

В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба, различают цилиндрические и конические.

В зависимости от формы профиля различают следующие основные типы резьб: треугольные (а), упорные (б), трапецеидальные (в), прямоугольные (г) и круглые (д).

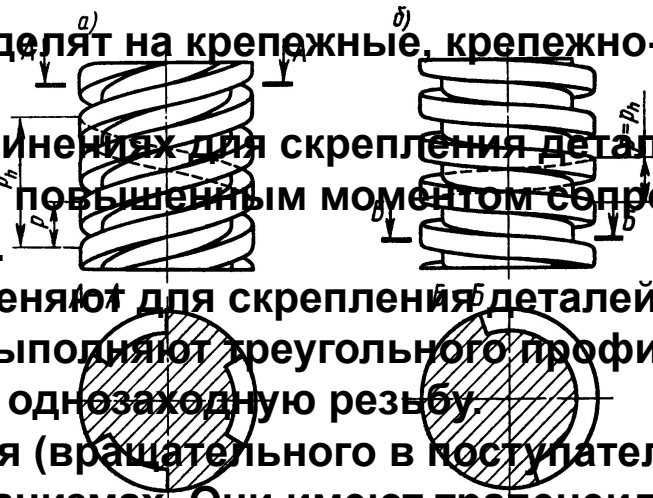


В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают правые и левые. У правой резьбы винтовая линия поднимается слева направо, у левой — справа налево. Левая резьба имеет ограниченное применение.

В зависимости от числа заходов резьбы делят на однозаходные и многозаходные. Многозаходные резьбы получают при перемещении профилей по нескольким винтовым линиям. Заходность резьбы можно определить с торца винта по числу сбегающих витков.

В зависимости от назначения резьбы делят на крепежные, крепежно-уплотняющие и для преобразования движения.

Крепежные резьбы применяют в соединениях для скрепления деталей. Они имеют треугольный профиль, отличающийся повышенным моментом сопротивления отвинчиванию и высокой прочностью.



Крепежно-уплотняющие резьбы применяют для скрепления деталей в соединениях, требующих герметичности. Их также выполняют треугольного профиля, но без зазоров. Крепежные резьбовые детали имеют однозаходную резьбу.

Резьбы для преобразования движения (вращательного в поступательное или наоборот) применяют в винтовых механизмах. Они имеют трапецеидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется малым моментом сопротивления

Примеры правой трехзаходной (а) и левой однозаходной (б) резьбы

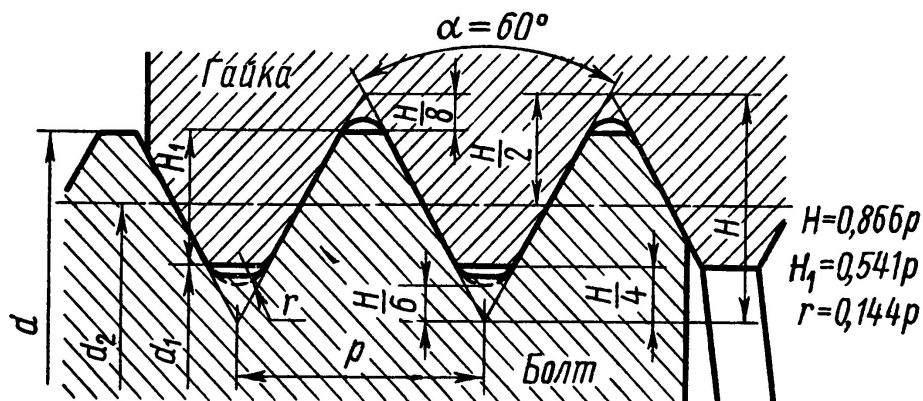
Достоинства:

- высокая надёжность;
- удобство сборки-разборки;
- простота конструкции;
- дешевизна (вследствие стандартизации);
- технологичность;
- возможность регулировки силы сжатия.

Недостатки:

- концентрация напряжений во впадинах резьбы;
- низкая вибрационная стойкость (самоотвинчивание при вибрации)

Геометрические параметры резьбы



Метрическая резьба

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются:

- d — номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр для винта);
- d_1 — внутренний диаметр резьбы винта (по дну впадины);
- d_2 — средний диаметр резьбы, т. е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка равна ширине впадины;

p — шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

p_h — ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении: для однозаходной резьбы $p_h = p$;
для многозаходной $p_h = pz_p$,

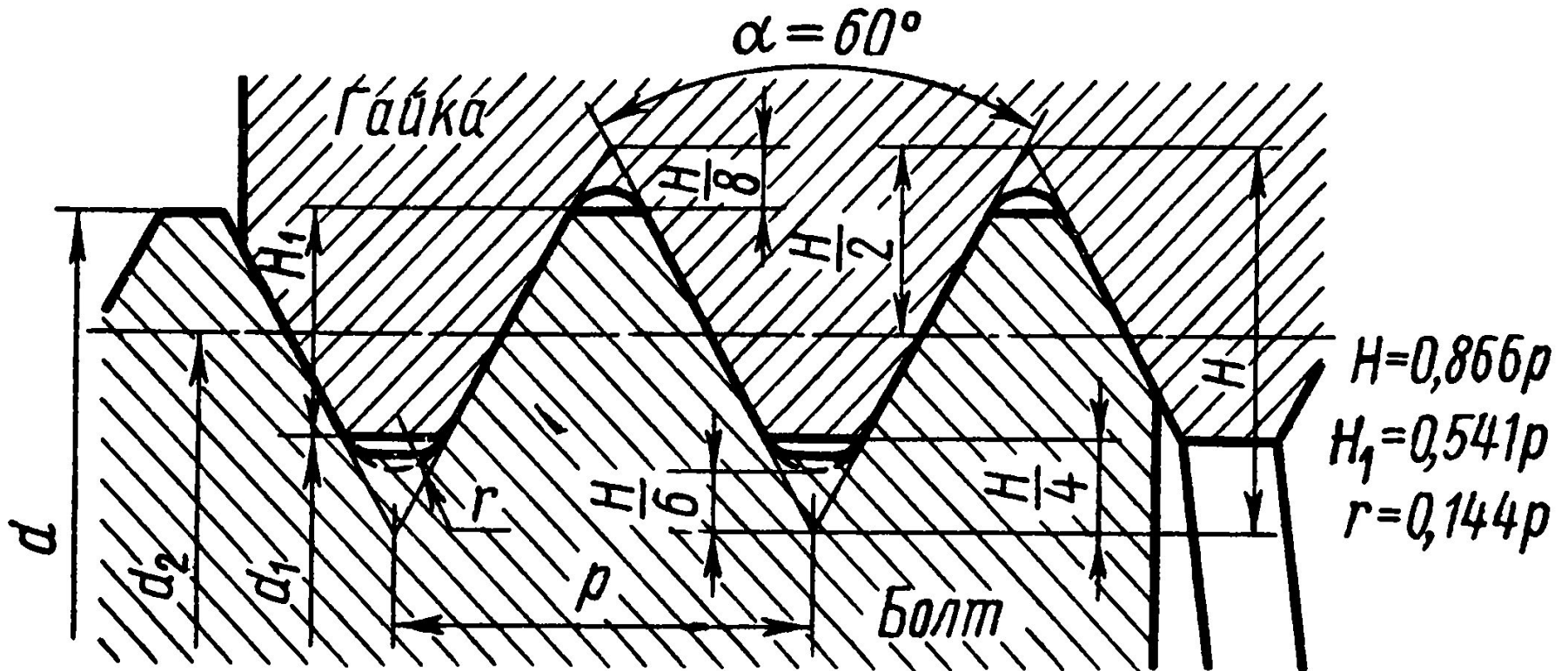
где z — число заходов.

Ход равен пути перемещения винта вдоль своей оси при повороте на один **оборот** в неподвижной гайке;

α — угол профиля резьбы;

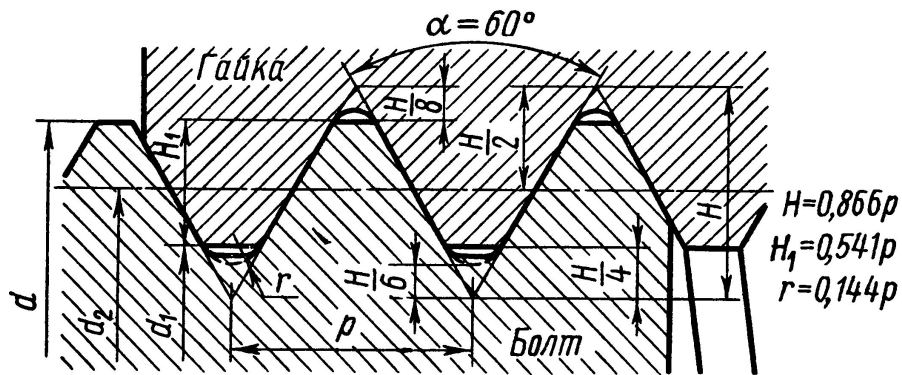
ψ — угол подъема резьбы, т. е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта $\operatorname{tg}\psi = p_h / \pi d_2$.

Из формулы следует, что угол ψ возрастает с увеличением числа заходов резьбы.



Метрическая резьба

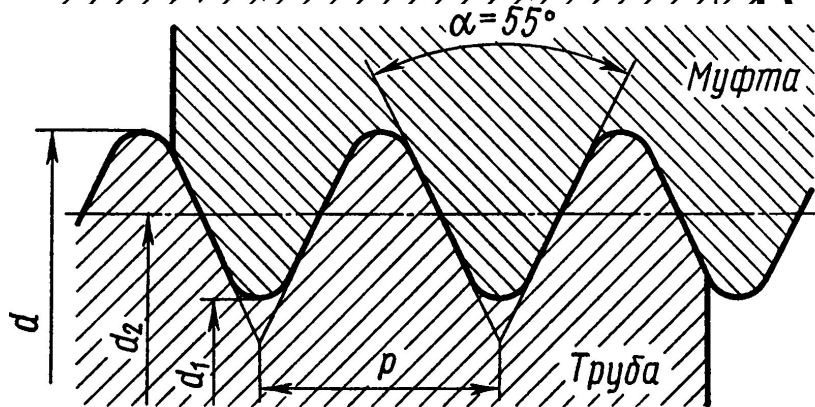
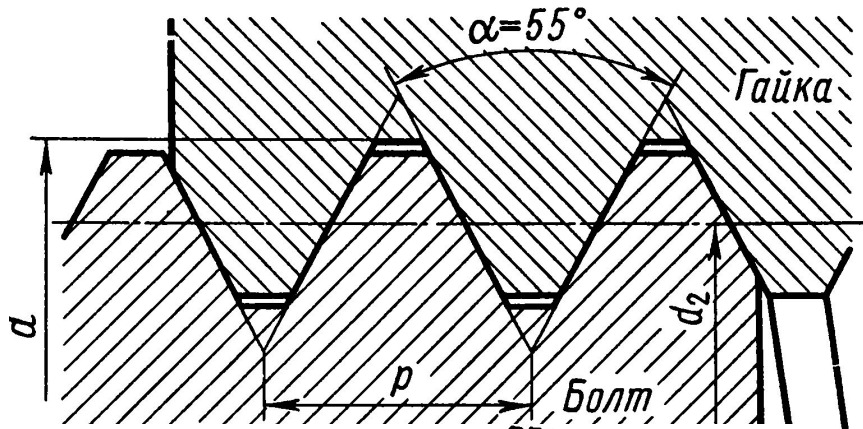
Основные типы резьб



$$H = 0,866p$$

$$H_1 = 0,541p$$

$$r = 0,144p$$



Метрические резьбы.

Профиль в виде равностороннего треугольника. Радиальный зазор делает ее негерметичной. Метрические резьбы делятся на резьбы с *крупным* и *мелким* шагом. В качестве крепежной применяют резьбу с крупным шагом, так как она менее чувствительна к износу и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь ..

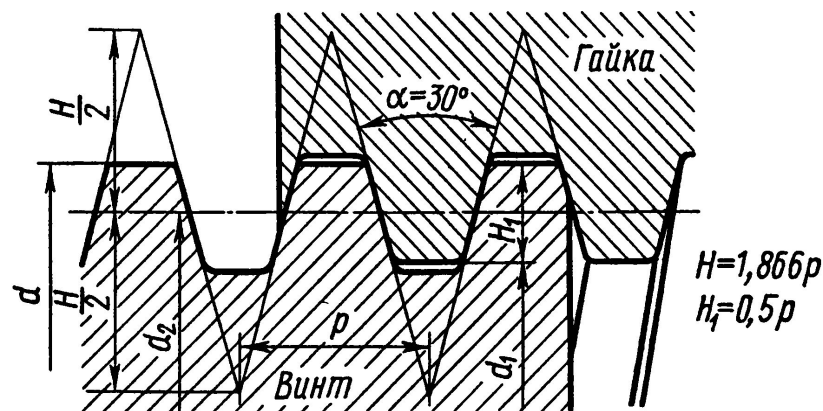
Дюймовая резьба.

Имеет профиль в виде равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$. Применяются только при ремонте деталей импортных машин

Трубная резьба.

Трубная цилиндрическая резьба дюймовой резьбой, но с закругленными выступами и впадинами. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбовое соединение герметичным. Применяется для соединения труб.

Высокую прочность соединения дает трубная коническая резьба.



$$H=1,866p$$

$$H_1=0,5p$$

Трапецидальная резьба. Это основная резьба в передаче винт – гайка. Ее профиль равнобедренная трапеция с углом $\alpha=30^\circ$. Характеризуется небольшими потерями на трение с треугольным профилем.

Упорная резьба – имеет профиль в виде не равнобокой трапеции с углом $\alpha=27^\circ$.

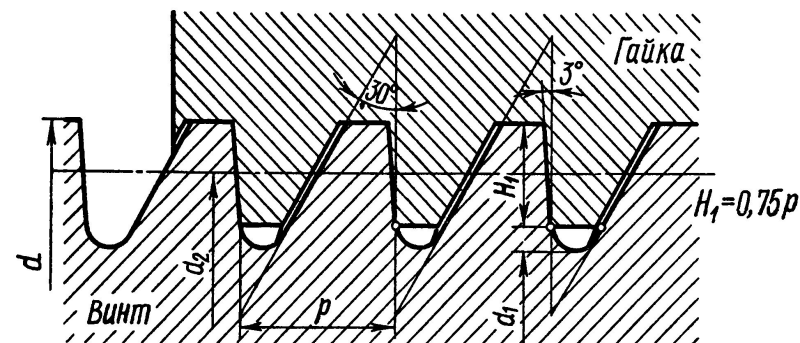
Для упорной резьбы КПД выше, чем у трапецидальной. Применяется в передаче винт – гайка при больших односторонних осевых нагрузках.

Прямоугольная резьба.

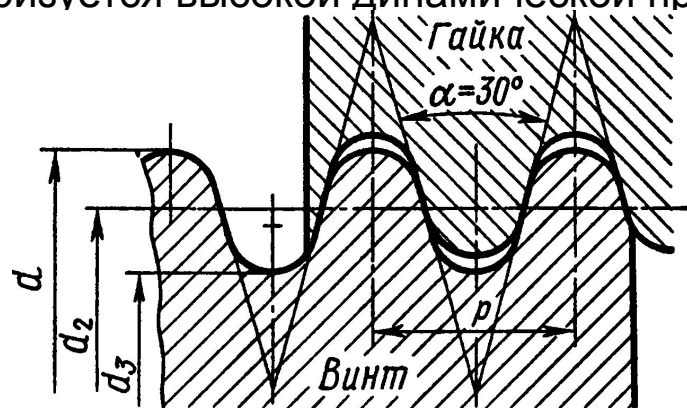
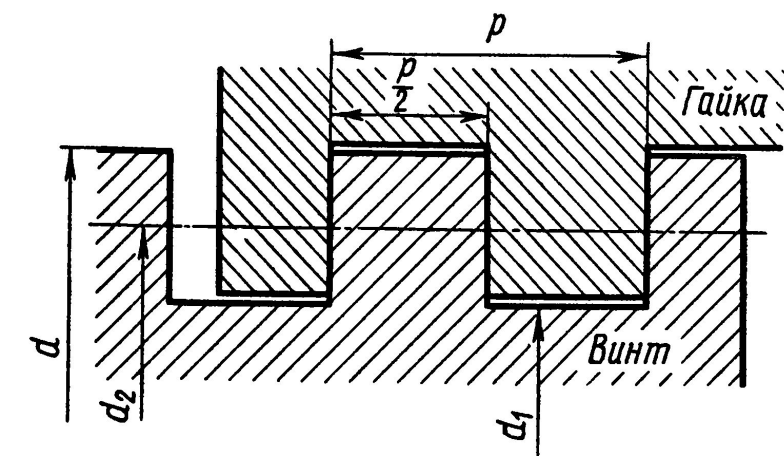
Профиль – квадрат. У нее самый высокий КПД из всех резьб. Обладает пониженной прочностью.

Применяется в малонагруженных передачах винт – гайка.

Круглая резьба. Угол профиля $\alpha=30^\circ$ Резьба характеризуется высокой динамической прочностью.



$$H_1=0,75p$$



Способы изготовления резьб

Существует следующие способы изготовления резьб:

- нарезание;
- накатывание;
- литье;
- выдавливание.

Нарезание резьб осуществляется резцами, гребенками, плашками, метчиками, резьбовыми головками, фрезами.

Накатывание резьб осуществляется гребенками или роликами резьбонакатанных автоматах путем пластической деформации заготовок. Этот способ высокопроизводителен, применяется в массовом производстве при изготовлении стандартных крепежных деталей. Накатанные резьбы имеют повышенную прочность, так как волокна материала при накатывании резьбы не перерезываются.

Литье применяется при изготовлении резьбы на пластмассовых и керамических изделиях.

Выдавливание применяется при изготовлении резьбы на тонкостенных деталях.

Стопорение

Известны следующие виды стопорения.

Стопорение дополнительным трением, за счёт создания дополнительных сил трения, сохраняющихся при снятии с винта внешней нагрузки.

Контргайка воспринимает основную осевую нагрузку, а сила трения и затяжки в резьбе основной гайки ослабляется. Необходима взаимная затяжка гаек.



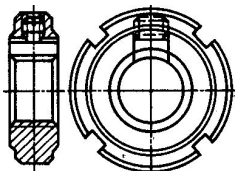
Самоконтрящиеся гайки с радиальным натягом резьбы после нарезания резьбы и пластического обжатия специальной шейки гайки на эллипс. Иногда самоконтрящиеся гайки выполняются с несколькими радиальными прорезями. Гайки с полиамидными кольцами без резьбы, которая нарезается винтом при завинчивании, обеспечивают большие силы трения. Применяют полиамидную пробку в винте.

Контргайка цангового типа (слева) при навинчивании обжимается на конической поверхности.

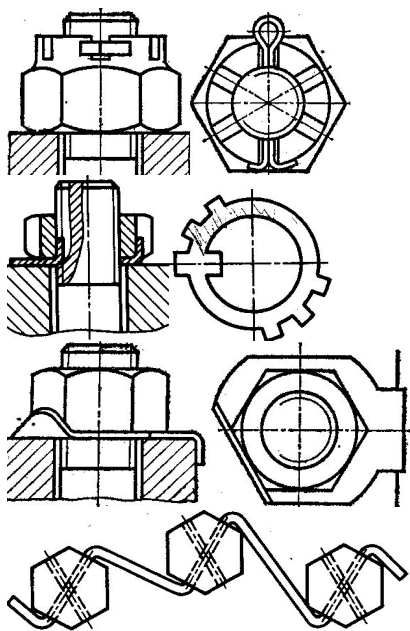
Контргайка арочного типа (справа) при навинчивании разгибается и расклинивает резьбу.

Пружинные шайбы обеспечивают трение в резьбе. Повышают сцепление врезанием своих острых срезов. Изготавливаются для правой и левой резьбы. Создают некоторое смещение нагрузки. У пружинных шайб с несколькими отогнутыми усиками сила упругости направлена строго по оси болта.

При спокойных нагрузках резьбы стопорят специальными винтами через медную или свинцовую прокладку или деформированием гайки с прорезями, перпендикулярными оси.



Стопорение специальными запирающими элементами, полностью исключаящими самопроизвольный проворот гайки.



Шплинты ГОСТ 397-79 сгибают из проволоки полукруглого сечения плоскими сторонами внутрь. Выпадению шплинта препятствуют его петля и разогнутые концы.

Шайбы с лапками ГОСТ 11872-80 стопорят гайки со шлицами при регулировке подшипников качения на валу. Внутренний носик отгибается в канавку винта, а наружные лапки – в шлицы гайки. У шайб с лапками ГОСТ 3693/95-52 одна отгибается по грани гайки, а другая по грани детали. Стопорение такими шайбами, как и шплинтами, весьма надёжно и широко распространено. В групповых соединениях головки болтов обвязывают проволокой через отверстия с натяжением проволоки в сторону затяжки резьбы. Стопорение может выполняться также пластическим деформированием или приваркой после затяжки.

Материалы

Винты и гайки обычно выполняются из Ст3, Ст4, Ст5, Ст35, Ст45. Наиболее напряжённые соединения из Ст40, 40ХН.

Декоративные винты и гайки выполняются из цветных металлов и пластмасс. Выбор материалов, как и всех параметров резьбовых соединений, определяется расчётом на прочность.

Разъёмные соединения для передачи крутящего момента

Лекция № 14.

Определения:

Шпоночные соединения – это разборные подвижные или неподвижные соединения двух деталей, с применением специальных закладных деталей шпонок.

Шлицевое (зубчатое, пазовое) соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, имеющих равномерно расположенные пазы и выступы (выступы одной детали входят в пазы другой).

Профильное соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму плавной замкнутой кривой, отличной от окружности.

Призматическое соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму многоугольника.

Достоинства и недостатки шпоночных соединений

Достоинства:

- 1) простота и надёжность конструкции;
- 2) лёгкость сборки и разборки;
- 3) простота изготовления и низкая стоимость.

Недостатки:

- 1) ослабление сечений вала и ступицы шпоночным пазом;
- 2) высокая концентрация напряжений в углах шпоночного паза;
- 3) для большинства соединений децентровка (смещение оси ступицы относительно оси вала) на половину диаметрального зазора.

Классификация шпоночных соединений:

по степени подвижности:

- **подвижное** –
 - с направляющей шпонкой;
 - со скользящей шпонкой;
- **неподвижное**;

по усилиям, действующим в соединении:

- **напряжённые**, такие, в которых напряжения создаются при сборке и существуют независимо от наличия рабочей нагрузки, все напряжённые соединения являются неподвижными;
- **ненапряжённые**, в которых напряжения возникают только при воздействии рабочей нагрузки;

по виду применяемых шпонок:

- с **призматической** шпонкой, неподвижные или подвижные, в подвижном соединении скользящая и направляющая шпонки призматические;
- с **сегментной** шпонкой;
- с **цилиндрической** шпонкой;
- с **клиновой** шпонкой, соединение напряжённое;
- с **тангенциальной** шпонкой, соединение напряжённое;

Соединение призматической шпонкой

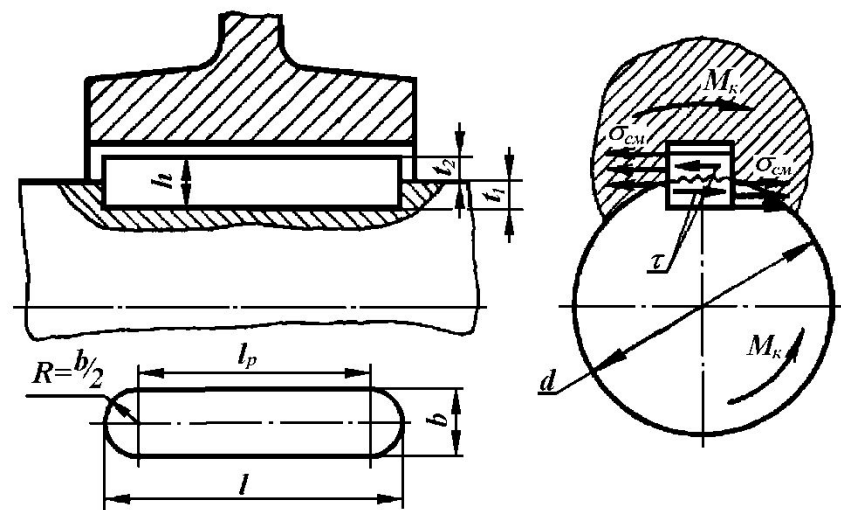


Рис. 14.1. Неподвижное соединение призматической шпонкой.

Виды призматических шпонок:
закладные (рис. 14.1);
направляющие (рис. 14.2а);
скользящие (рис. 14.2б).

Материал шпонок:

нормальных – стали машиностроительные 40; 45; 50; 55;

ответственных – легированные стали, например, 40Х, 40ХН, 25ХГС, и др.

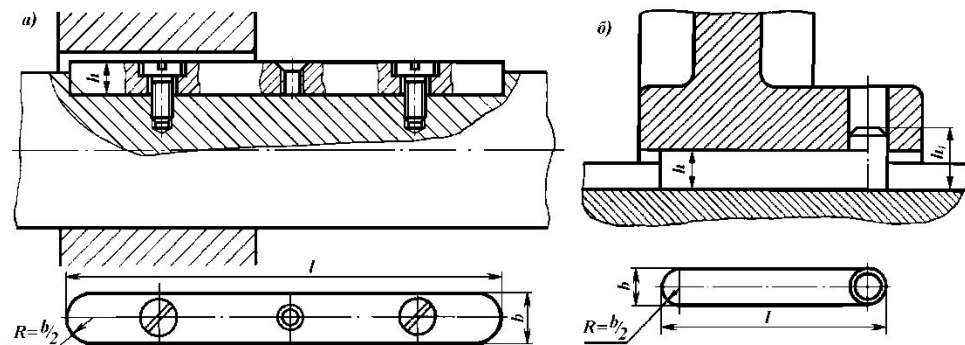
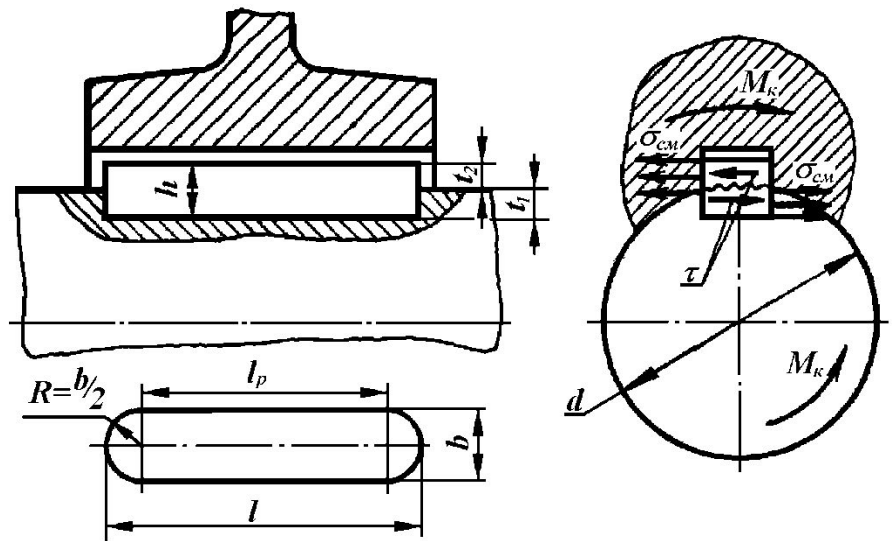


Рис. 14.2. Подвижные соединения призматической шпонкой:
а) направляющая шпонка;
б) скользящая шпонка.

Размеры призматических шпонок

Поперечное сечение шпонки имеет форму прямоугольника. Размеры сечения призматических шпонок стандартизованы для различных диаметров валов.

Ориентировочные размеры шпоночного соединения призматической шпонкой:



Ширина шпонки, шпоночных пазов вала и ступицы -

$b \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot d$, где d - диаметр вала;

отношение высоты шпонки к её ширине $h/b = 1:1 \dots 1:2$;

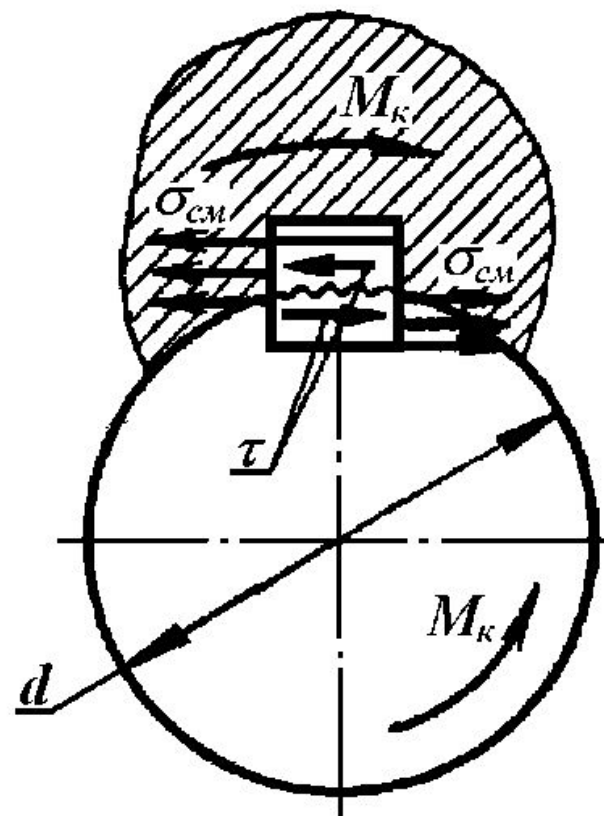
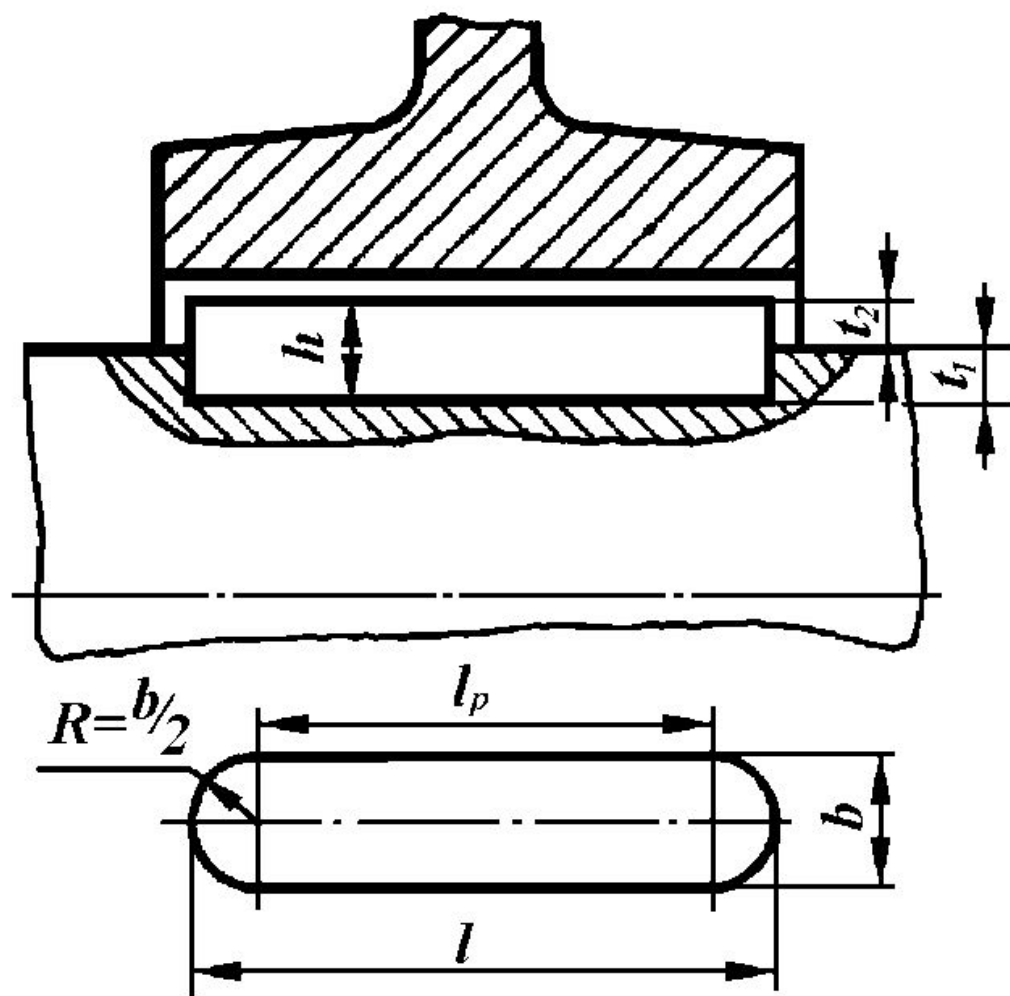
глубина шпоночного паза на валу $t_1 = 0,6 \cdot h$;

глубина паза ступицы - $t_2 = 0,5 \cdot h$;

радиальный зазор между дном паза ступицы и верхней гранью шпонки $c = 0,1 \cdot h$.

Шпонка в паз вала устанавливается в большинстве случаев по более плотной посадке по сравнению с пазом ступицы. Посадки назначаются в зависимости от условий работы соединения.

Поля допусков шпонки: $b - h9, h - h9, h11$, ; паза вала: $b - H9, N9, P9, t_1 - H14$ или $h14$; паза ступицы: $b - D10, Js9, P9$.



Сегментные шпонки

стандартизованы

Достоинства:

- 1) не требует индивидуальной подгонки;
- 2) не подвержена опрокидыванию;
- 3) удобнее для сборки соединения.

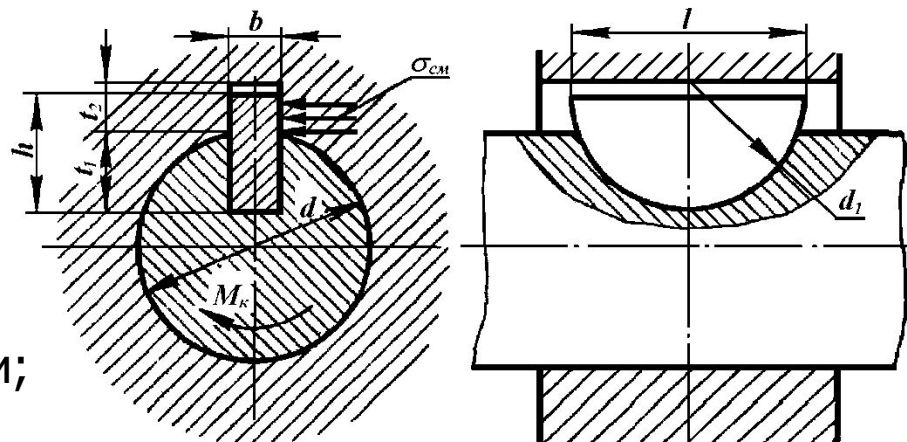


Рис. 14.3. Соединение сегментной шпонкой

Недостаток: сильнее ослабляет поперечное сечение вала.

Применяются на участках валов, нагруженных незначительными изгибающими моментами.

Таковыми участками обычно являются их концевые участки.

Несущая способность призматических и сегментных шпонок на срез обычно несколько выше их несущей способности на смятие, поэтому проверочный расчет выполняется по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см};$$

где T – передаваемый соединением крутящий момент; d – диаметр вала; l_p – рабочая длина шпонки (без учета длины закруглённых торцов); h – высота шпонки; t_1 – величина заглабления шпонки в паз вала.

Для призматических шпонок из стали 45:

при постоянной нагрузке и непрерывной работе

$$[\sigma]_{см} = (50...70) \text{ МПа},$$

при работе соединения с 50% загрузкой по времени –

$$[\sigma]_{см} = (130...180) \text{ МПа},$$

при проверке соединения на предельные статические нагрузки $[\sigma]$

$$_{см} = 200 \text{ МПа}.$$

Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы допускаемые напряжения снижают ещё в 2...4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают

$$= (10...30) \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{см}$$

В особо ответственных соединениях или при использовании нестандартных материалов шпонки выполняется её проверочный расчёт на срез:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau];$$

где l – полная длина шпонки; b – её ширина; остальные величины определены выше.

Шпоночные пазы ослабляют также и сечение ступицы. Поэтому внешний диаметр ступицы под шпоночное соединение необходимо увеличивать.

Цилиндрические шпонки

по условиям изготовления и сборки соединения применяют на концевых участках валов.

Подбор диаметра шпонки производят по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot d_{ш}} \leq [\sigma]_{см}$$

где T – передаваемый крутящий момент; а геометрические параметры соединения, входящие в формулу представлены на рис. 14.4.

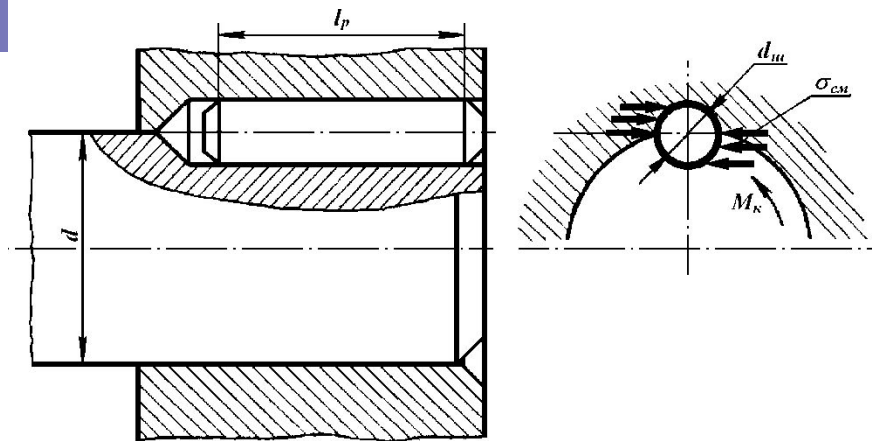


Рис. 14.4. Соединение цилиндрической шпонкой.

Тангенциальная шпонка

состоит из двух деталей, каждая из которых выполнена в форме призматического клина с прямоугольным поперечным сечением (рис. 14.5).

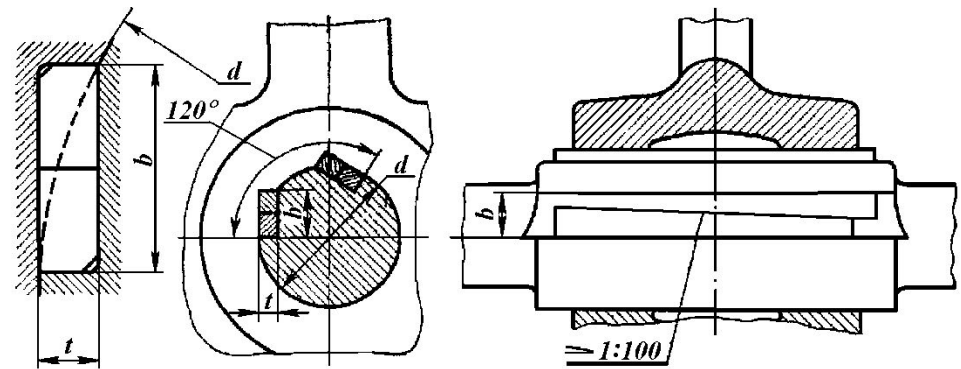


Рис. 14.5. Соединение тангенциальной шпонкой.

Тангенциальные шпонки ставятся парами с углом между опорными поверхностями шпонок на валу $120...180^\circ$.

Достоинства тангенциальных шпонок:

материал тангенциальной шпонки работает на сжатие;

более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

Недостатком тангенциальной шпонки можно считать её конструктивную сложность (шпоночный комплект – 4 детали).

Большинство материалов на сжатие имеет более высокую прочность по сравнению с прочностью на срез.

Клиновые шпонки

передают момент посредством сил трения, возникающих при взаимодействии шпонки с поверхностями шпоночных пазов вала и ступицы (рис.14.6). Уклон клина клиновых шпонок, как и у тангенциальных, составляет 1:100. При сборке соединения клиновое шпонка внешним усилием, иногда ударами, загоняется в шпоночный паз, создавая предварительный натяг в соединении.

Преимущества клиновых шпонок:

- 1) не требуется дополнительных деталей, удерживающих ступицу от осевого перемещения;
- 2) соединение с клиновой шпонкой может выдерживать и некоторую осевую нагрузку;
- 3) хорошо работают при действии переменных нагрузок.

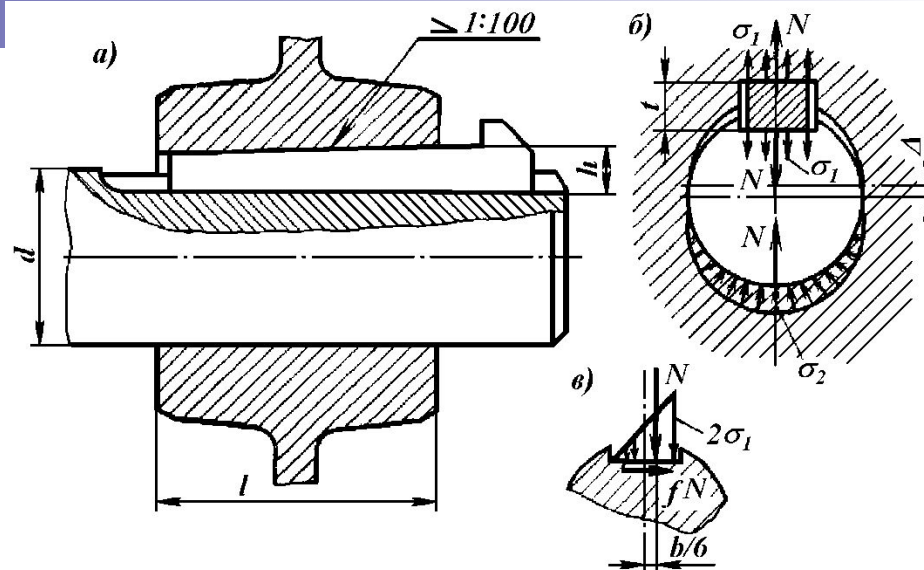


Рис. 14.6. Соединение клиновой шпонкой:

- а) продольный разрез; б) напряжённое состояние после сборки;
- в) усилия в шпоночном пазе вала в процессе работы.

Недостатки клиновых шпонок:

- 1) сильная децентровка ступицы относительно геометрической оси вала;
- 2) возможен значительный перекос ступицы при малой её длине и осевое биение обода закрепляемой детали (шкива, звёздочки, зубчатого колеса);
- 3) затруднена разборка при ремонте.

Соединение применяется для крепления шкивов и звёздочек на концевых участках валов.

Выбор допускаемых напряжений производится по материалу наименее прочной детали соединения, при этом допускаемые напряжения смятия:

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[n]};$$

где $[n]$ – нормативный коэффициент запаса зависит от требований надёжности и работоспособности, предъявляемых к соединению. Обычно $1,5 \leq [n] \leq 2$.

Для призматических шпонок из стали 45:

при постоянной нагрузке и непрерывной работе $[\sigma]_{см} = (50...70)$ МПа,

при работе соединения с 50% загрузкой по времени – $[\sigma]_{см} = (130...180)$ МПа, при проверке соединения на предельные статические нагрузки $[\sigma]_{см} = 200$ МПа. Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы допускаемые напряжения снижают ещё в 2...4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают $[\sigma]_{см} = (10...30)$ МПа.

Определение: Шлицевое (зубчатое, пазовое) соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, имеющих равномерно расположенные пазы и выступы (выступы одной детали входят в пазы другой).

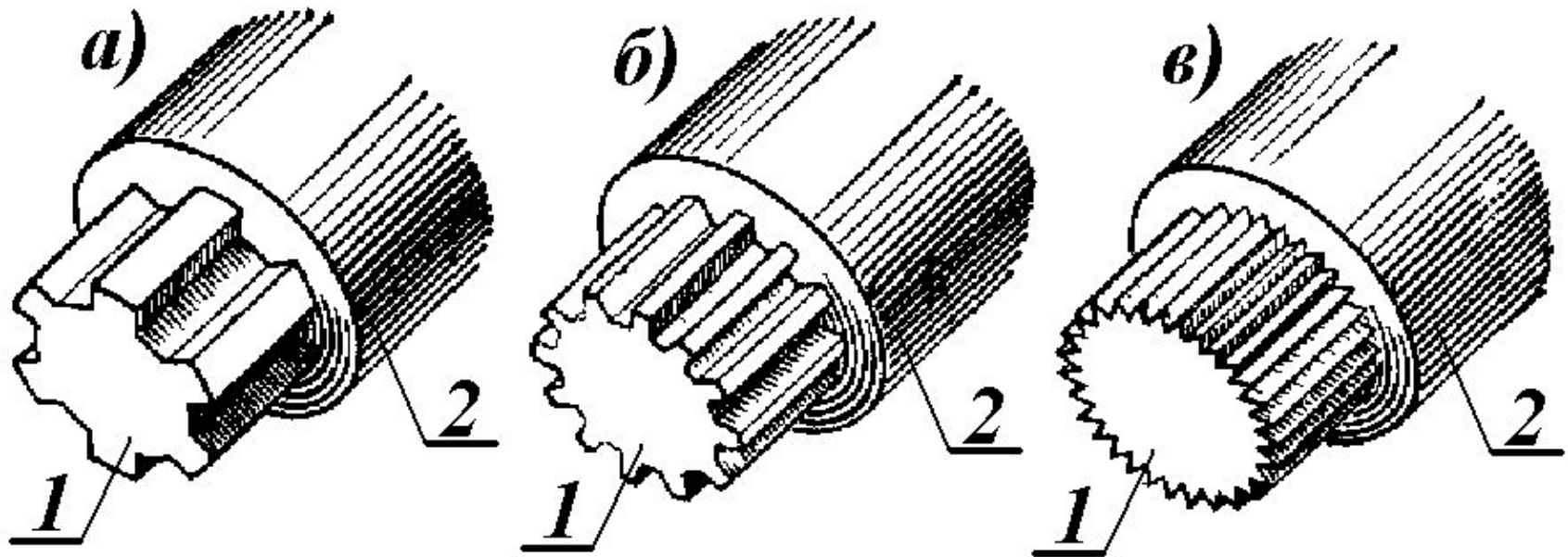


Рис. 14.7. Шлицевое соединение: а) прямобочными шлицами; б) эвольвентными шлицами; в) треугольными шлицами; 1 – вал, 2 – ступица.

Преимущества шлицевого соединения:

- 1) высокая нагрузочная способность;**
- 2) меньшая концентрация напряжений в материале вала и ступицы;**
- 3) лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевых перемещениях;**

- 4) высокая надёжность при динамических и реверсивных нагрузках;**
- 5) минимальное число деталей, участвующих в соединении.**

Недостатком шлицевого соединения является относительно высокая стоимость и трудоёмкость изготовления и ремонта.

Стандартизованы прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения.

Прямобочные шлицевые соединения выполняются с числом шлицов $6 \leq z \leq 20$ для диаметров валов $14 \leq d \leq 125$ мм; эвольвентные – $6 \leq z \leq 82$ для валов диаметром $4 \leq d \leq 500$ мм.

Пример обозначения прямобочного шлицевого соединения:

D-8 ×36H11/a11 ×40H7/js6 ×6F8/f8 ГОСТ 1139-80.

Центрирующая поверхность: *D* – внешний диаметр вала;

***d* - внутренний диаметр вала; *b* - боковая поверхность шлицов.**

Обозначение эвольвентного шлицевого соединения несколько проще: центрирование по боковым поверхностям зубьев - *70×3×H9/k8 ГОСТ*

6033-80;

центрирование по наружному диаметру - *50 ×H7/g6×2 ГОСТ 6033-80.*

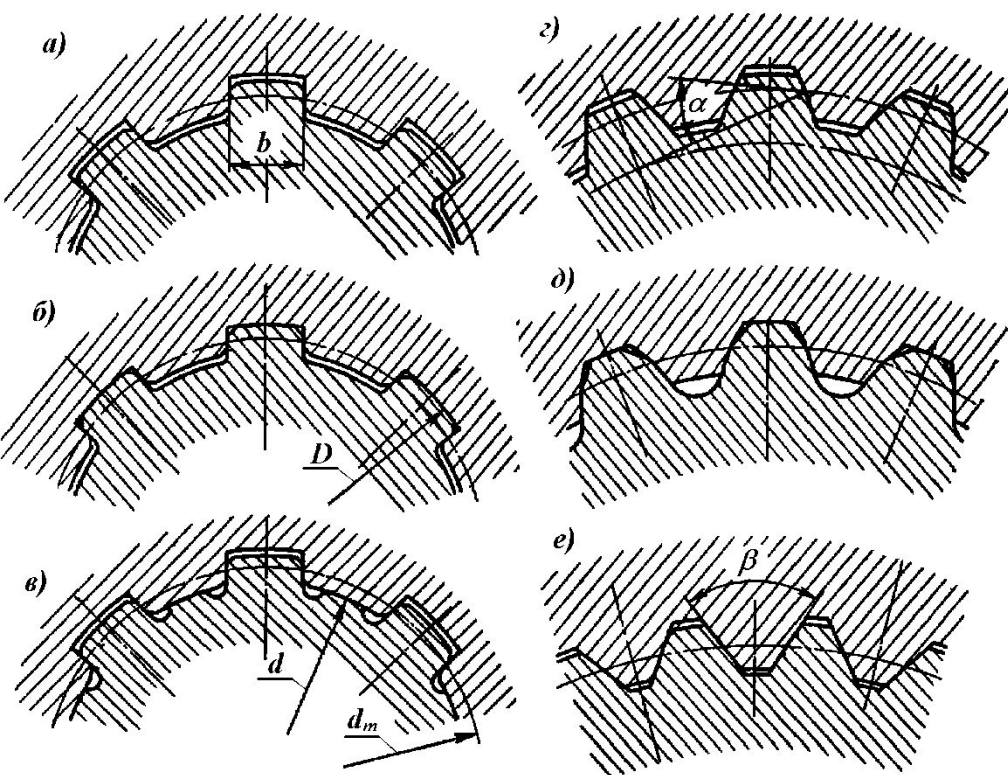


Рис. 14.8. Типы и центрирование зубчатых (шлицевых) соединений:
прямоугольные – а) по боковым поверхностям b ; б) по наружному диаметру D ; в) по внутреннему диаметру d ;
эвольвентные – г) по боковым поверхностям; д) по наружному диаметру; треугольные – е) центрируются только по боковым поверхностям.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев позволяет более равномерно распределить нагрузку между зубьями, но хуже центрирует соединение.

Центрирование по диаметру, наружному или внутреннему, обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы. Выбор для центрирования наружного или внутреннего диаметра определяется технологическими требованиями. При относительно невысокой твердости ступицы (≤ 350 НВ или ≤ 38 HRC) центрирование лучше выполнять по наружному диаметру (80% прямоугольных шлицевых соединений), при высокой твердости ступицы (≥ 40 HRC) – по внутреннему.

Эвольвентные шлицевые соединения по сравнению с прямобочными обладают большей несущей способностью и меньшей концентрацией напряжений (примерно в 2 раза). Шлицевые валы с эвольвентными шлицами удобно изготавливать по технологии изготовления зубчатых колёс (методом обкатки), а ступицы протягиванием. Угол профиля образующей рейки (в некотором роде аналог угла зацепления зубчатых колёс) $\alpha=30^\circ$ (см. рис. 14.8, г), а высота шлица – $(0,8...1,0) \cdot m$.

Треугольные шлицевые соединения не стандартизованы и применяются главным образом в качестве неподвижных при тонкостенных соединяемых элементах или при наличии жёстких ограничений в диаметральных размерах. Центрирование в этих соединениях, как упоминалось выше, возможно только по боковым поверхностям шлицов. Угол впадины между боковыми поверхностями шлицов вала может составлять $\beta=90^\circ$, $\beta=72^\circ$ или $\beta=60^\circ$ (см. рис. 14.8, е). Модуль таких шлицов невелик и обычно лежит в пределах $0,2 \leq m \leq 1,5$ мм. Иногда треугольное шлицевое соединение для удобства сборки выполняют конусным при конусности 1:16.

Расчёт шлицевых соединений.

Сопротивление боковых поверхностей зубьев изнашиванию и смятию – основные критерии работоспособности шлицевых соединений. Неподвижные шлицевые соединения рассчитывают только на смятие. Расчёт на смятие производится по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_{ср} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma]_{см}$$

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ – действующие и допускаемые напряжения для детали из более слабого материала; T – момент, передаваемый соединением; $d_{ср}$ – средний диаметр соединения; z – число зубьев; h и l – высота и длина контактной поверхности зубьев; ψ – коэффициент неравномерности распределения давления по контактной поверхности зуба ($0,7 \leq \psi \leq 0,8$). Высота контактной поверхности зуба h и средний диаметр соединения $d_{ср}$ для соединений с прямоугольными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f$$

$$d_{ср} = \frac{D + d}{2}$$

где f – величина фаски зуба;

для соединений с эвольвентными шлицами:

$$h = 0,815 \cdot m$$

$$d_{cp} = D - 1,1 \cdot m$$

для соединений с треугольными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2}$$

$$d_{cp} = m \cdot z$$

Допускаемые напряжения для подвижных шлицевых соединений стальных деталей принимаются:

при лёгких условиях работы –

$$[\sigma]_{cm} = 10...20 \text{ МПа}$$

при тяжёлых условиях работы –

$$[\sigma]_{cm} = 5...10 \text{ МПа}$$

Для неподвижных соединений допускаемые напряжения:

$$[\sigma]_{cm} = \frac{\sigma_T}{[s] \cdot K_{cm} \cdot K_d}$$

где $[s] = (1,25...1,4)$ – нормативный коэффициент запаса по условиям работы и изготовления деталей соединения; $K_{cm} = (4...5)$ – коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по ГОСТ 21425-75; $K_d = (2...2,5)$ – коэффициент динамичности нагрузки при её реверсировании без ударов.

Профильные, призматические и фрикционные соединения.

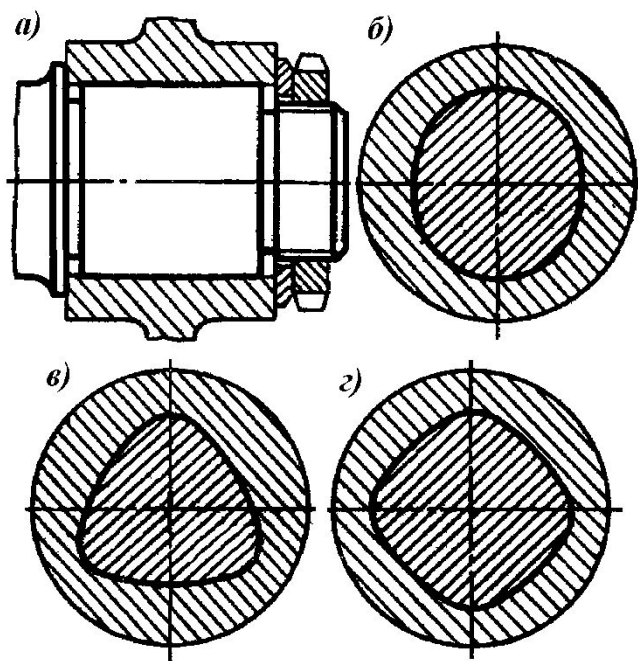


Рис. 14.10. Профильное соединение:
а) продольное сечение; б), в), г) возможные поперечные сечения: овальное, треугольное, квадратное.

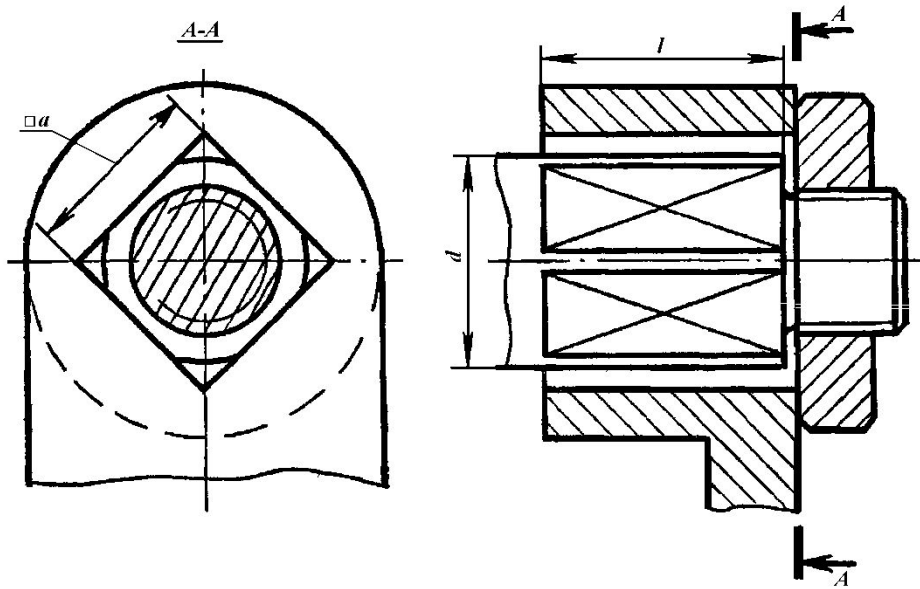
Определение:

Профильное соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму плавной замкнутой кривой, отличной от окружности.

Достоинство: простота и отсутствие выступающих элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

Недостатки:

- 1) существенно большие контактные напряжения по сравнению со шлицевыми;
- 2) значительные распорные силы действующие на ступицу.



**Рис. 14.9. Соединение
призматическое
«на квадрат».**

Определение: Призматическое соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму многоугольника.

Максимальные напряжения смятия в призматическом соединении:

$$\sigma_{см} = \frac{3 \cdot T}{z \cdot a^2 \cdot l} \leq [\sigma]_{см}$$

а допустимый передаваемый момент:

$$[T] = \frac{z \cdot a^2 \cdot l \cdot [\sigma]_{см}}{3}$$

где z – число граней; a и l – ширина и длина рабочей части грани; $[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения смятия для наиболее слабой детали.

К группе фрикционных соединений (соединений с натягом) относятся соединения, в которых передача крутящего момента происходит за счёт сил трения, возникающих между контактирующими поверхностями соединения вследствие их предварительного сжатия при сборке.

Таковыми являются прессовые, клеммовые и конусные соединения.

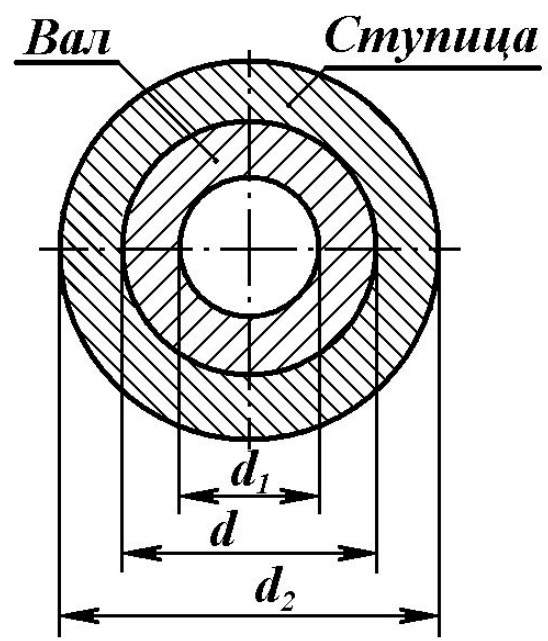


Рис. 14.11.
 Поперечное сечение
 прессового
 соединения

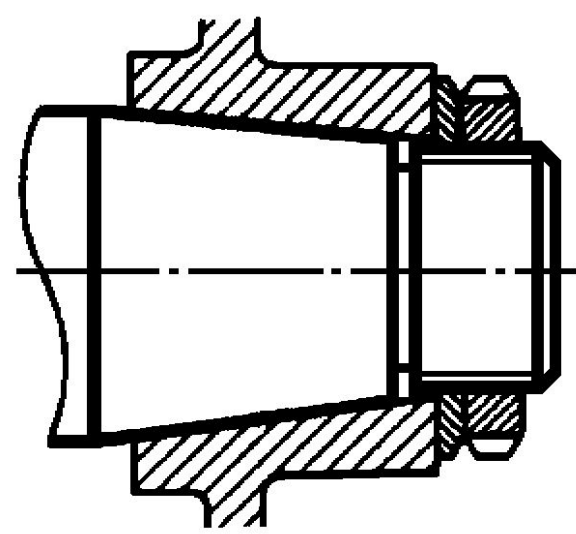


Рис. 14.12. Конусное
 фрикционное
 соединение

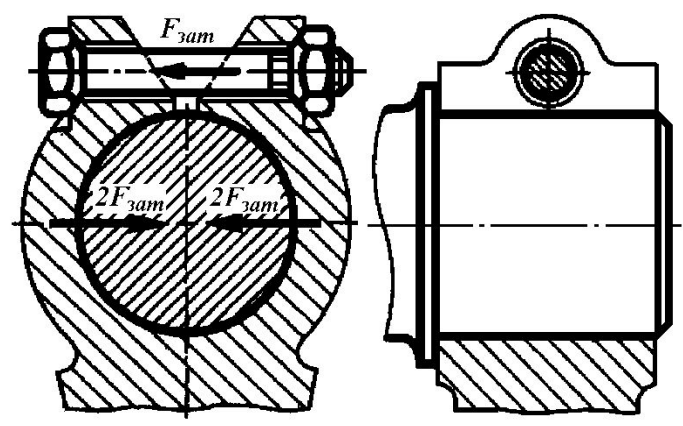


Рис. 14.13. Клеммовое
 соединение

КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ, СМАЗОЧНЫЕ И УПЛОТНЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

ЛЕКЦИЯ № 15.

Определение:

Корпус (от латинского **corpus** – тело, сущность, единое целое) – деталь или группа сочленённых деталей, предназначенная для размещения и фиксации подвижных элементов механизма или машины, для защиты их от воздействия неблагоприятных факторов внешней среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов.

Кроме того, корпусные детали весьма часто выполняют роль ёмкости для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

Корпусные детали подвижной техники:

броневые корпуса МГКМ, рамы автомобилей, корпуса двигателей, коробок передач, раздаточных коробок, коробок отбора мощности, ведущих мостов и некоторых других узлов.

Классификация корпусных деталей:

- 1) **По степени** конструктивной **сложности** –
 - 1.1) *простые*, не имеющие внутренних перегородок, рёбер и приливов;
 - 1.2) *сложные*, содержащие перечисленные элементы.
- 2) **По сообщённости** внутреннего пространства **с внешней средой** –
 - 2.1) *закрытые*, внутренняя полость которых, как во время работы, так и в неработающем состоянии, полностью изолирована от внешней среды;
 - 2.2) *полузакрытые*, внутренняя полость которых может сообщаться с внешней средой в отдельные моменты (часть времени) работы машины (механизма) или в неработающем состоянии;
 - 2.3) *открытые*, внутренняя полость которых постоянно сообщена с внешней средой.
- 3) **По пригодности для** хранения эксплуатационного запаса **смазочных материалов** –
 - 3.1) *сухие корпуса*, не предназначенные для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов;
 - 3.2) *маслонаполненные*, ёмкость которых приспособлена для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.
- 4) **По основному материалу**, из которого изготовлены детали корпуса –
 - 4.1) *металлические* (чугун, сталь литая, сталь сварная, лёгкие сплавы – алюминиево-кремниевые, алюминиево-магниевые, титановые);
 - 4.2) *неметаллические* (пластики, дерево, фанера);
 - 4.3) *комбинированные* (включающие металлы и неметаллы).

Серый чугун (СЧ15, СЧ20) один из самых дешёвых и распространённых материалов для корпусных деталей. Из чугуна изготавливают обычно корпуса стационарных машин и механизмов, устанавливаемых на фундаменте. Существенным **недостатком** чугуна, как корпусного материала, является его плохая ремонтпригодность. Толщину стенок δ чугунного корпуса (например, редуктора), удовлетворяющую условиям прочности, можно назначать по эмпирическому выражению:

$$\delta_{\text{ч}} = 1,12 \cdot \sqrt[4]{T_{\text{вых}}} \geq 6 \text{ мм}$$

где $T_{\text{вых}}$ – вращающий момент на выходном валу механизма, Нм. Стальные литые корпуса (стали 20Л, 35Л и другие) прочнее чугунных, их масса меньше, они проще ремонтируются и модернизируются, так как поддаются различным видам сварки. Стенки стальных литых корпусов можно выполнять существенно тоньше чугунных – $\delta_{\text{с}} = (0,75 \dots 0,85) \cdot \delta_{\text{ч}}$. Корпуса из алюминиевых сплавов (алюминий-кремниевые АЛ2, АЛ4, АЛ9 и др.; алюминий-магниевые АЛ8, АЛ13, АЛ22 и некоторые другие сплавы) по общей массе существенно меньше стальных и чугунных. Они свободно обрабатываются на станках. При достаточной технологической обеспеченности производства ремонт таких корпусов не вызывает трудностей. Стенки корпусов из неупрочняемых алюминиевых сплавов необходимо выполнять более толстыми по сравнению с чугунными – $\delta_{\text{А}} = (1,8 \dots 2,2) \cdot \delta_{\text{ч}}$.

Литой корпус должен удовлетворять конструктивным и технологическим требованиям.

Требования к литым деталям:

- 1) поверхности, расположенные по направлению выемки формы при формовании должны иметь литейные уклоны $3...5^\circ$;
- 2) переход между сопряженными поверхностями следует выполнять с радиусом скругления $r = 0,2...0,35$ от полусуммы толщин сопрягаемых стенок);
- 3) при разнотолщинности сопрягаемых стенок превышающей 25% необходимо между ними формировать плавный переход на длине, равной $3...5$ толщин наиболее толстой стенки.
- 4) поверхность дна маслonaполненных корпусов должна иметь уклон $2...3^\circ$ в сторону сливного отверстия;
- 5) поверхности, подвергаемые механической обработке, следует выполнять так, чтобы обеспечивалось движение режущего инструмента «на проход»;
- 6) места установки подшипников выполняются утолщёнными и подкрепляются рёбрами жесткости, рёбрами снабжаются также корпуса механизмов с высоким тепловыделением (например, червячных редукторов) с целью увеличения тепловыделяющей поверхности, толщина рёбер жёсткости и охлаждающих рёбер принимается равной толщине стенки или несколько меньше её ($\delta_p = (0,8...1) \cdot \delta_c$);
- 7) соосные отверстия для обеспечения возможности расточки с одной установки должны иметь одинаковый диаметр.

Основными критериями работоспособности корпусных деталей являются прочность, жёсткость и долговечность.

Нагрузки, действующие на корпусные детали, обычно имеют сложный характер и не всегда могут быть учтены при проектном расчёте. Вместе с тем и конфигурация корпусных деталей достаточно сложна. Поэтому расчет корпусных деталей затруднителен и выполняется поэлементно с большим числом упрощений и допущений, что снижает их точность и вызывает необходимость **модельных** и **натурных** испытаний корпусов с последующей корректировкой документации.

Смазка механизмов и смазочные устройства.

Определение:

Смазыванием называют подведение смазывающего материала к поверхностям трения механизма с целью снижения потерь энергии в механизме, уменьшения скорости изнашивания поверхностей трения и защиты этих поверхностей от коррозии.

Виды смазывания:

1) по времени подачи смазывающего материала –

1.1) **разовое** (смазывание подшипников асинхронных электродвигателей);

1.2) **периодическое** (смазка шарниров рулевого управления и элементов ходовой части автомобилей при техническом обслуживании), и

1.3) **непрерывное** (смазка зубьев шестерен в коробках передач МГКМ, главных передач автомобилей);

2) по способу подвода смазывающего агента к поверхностям трения –

2.1) **картерная смазка** (в коробках передач автомобилей);

2.2) **циркуляционная** (например, смазка подшипников скольжения ДВС);

3) от количества трущихся пар, обслуживаемых системой смазки –

3.1) **индивидуальная** (смазывающий агент подается индивидуальной системой к каждой паре трения);

3.2) **централизованная** (смазывающий агент подается общей системой к нескольким парам трения).

◀◀ Лекция 15 ▶▶

Подачу смазывающего агента к поверхностям трения обеспечивают смазочные устройства.

Маслёнки (рис. 15.1) – Простейшие устройства для индивидуальной периодической смазки узлов трения.

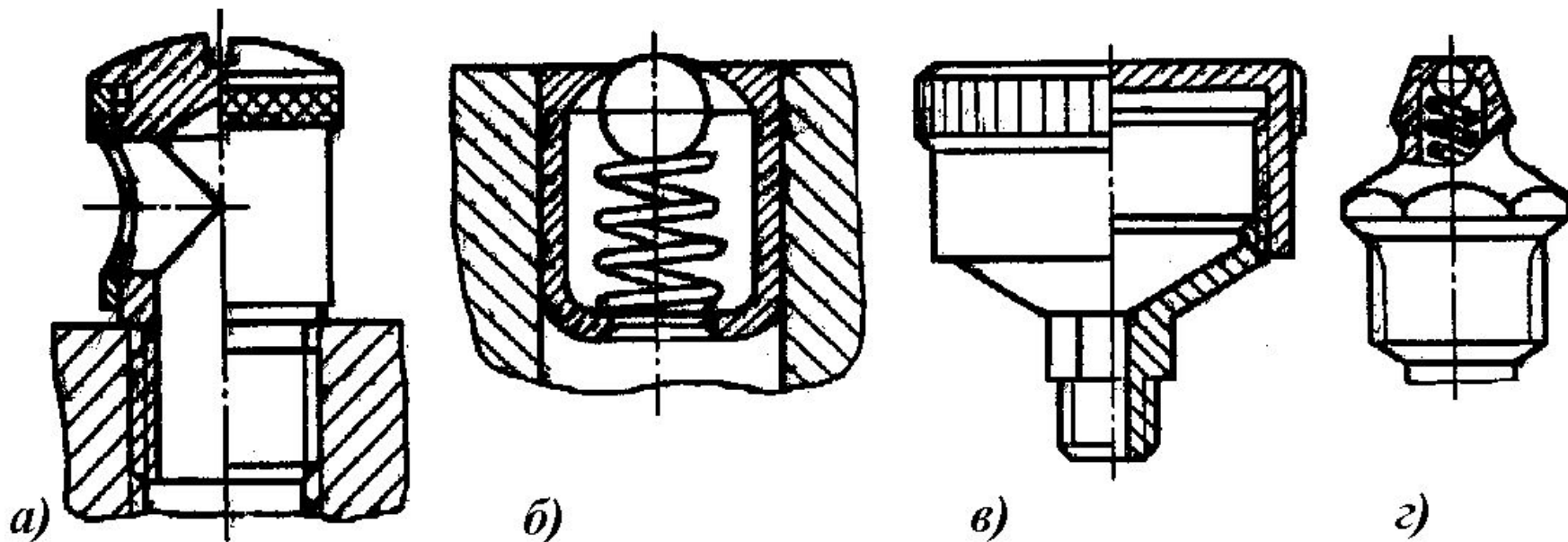


Рис. 15.1. Маслёнки для периодической смазки:
а, б – жидкими маслами; **в, г** – консистентной смазкой.

Для обеспечения постоянного смазывания зубчатых, червячных и цепных передач наибольшее распространение получила **картерная смазка окупанием**. При этом способе смазки жидкое масло заливается в корпус механизма, а его уровень устанавливается таким, чтобы зубья, участвующие в работе передачи, в своём движении проходили через масляную ванну. **Глубина погружения** в масляную ванну зубьев цилиндрических и червячных колёс должна составлять **не менее двойной высоты зуба**. Глубина погружения червяка при его нижнем расположении относительно червячного колеса может составлять до половины его делительного диаметра, однако уровень масла выше середины тел качения подшипников, установленных на валу червяка, нежелателен. Такой способ смазки применим при окружных скоростях зубчатых венцов колёс до 15 м/с. При более высоких окружных скоростях зубьев колёс смазка окупанием становится неэффективной, и тогда применяют струйную смазку с подачей масла струёй под избыточным давлением непосредственно в зону контакта зубьев.

При низком уровне масла в картере на быстроходные валы устанавливают специальные разбрызгиватели. Смазывание зубчатого зацепления и подшипников в этом случае осуществляется за счёт образования масляного тумана в полости корпуса передачи.

В местах соединения корпусных деталей, в местах входа и выхода валов в корпус механизма устанавливаются *уплотняющие устройства (уплотнения)* для защиты внутреннего пространства механизма от попадания вредных факторов внешней среды (воды, пыли, абразивных частиц) и для предохранения от вытекания из внутреннего пространства смазочных материалов.

Классификация уплотнений:

- 1) *по характеру относительной подвижности* поверхностей, между которыми устанавливается уплотнение – *подвижное и неподвижное*;
- 2) *по характеру взаимодействия с движущейся деталью* – *контактные и бесконтактные*;
- 3) *по способу создания уплотняющего давления* между уплотнительным элементом и подвижной деталью – *пассивные* или *натяжные*, в которых необходимое давление между уплотняемыми поверхностями создается за счёт деформации уплотняющего элемента и не зависит от давления среды в полости корпуса механизма, и *активные*, в которых давление между уплотняемыми поверхностями меняется пропорционально изменению давления во внутренней полости механизма;
- 4) *в зависимости от материала*, из которого изготовлен уплотняющий элемент – *металлические и неметаллические*;
- 5) *по форме подвижной уплотняемой поверхности* – *торцевые* (плоскостные), *цилиндрические, конические, сферические*.

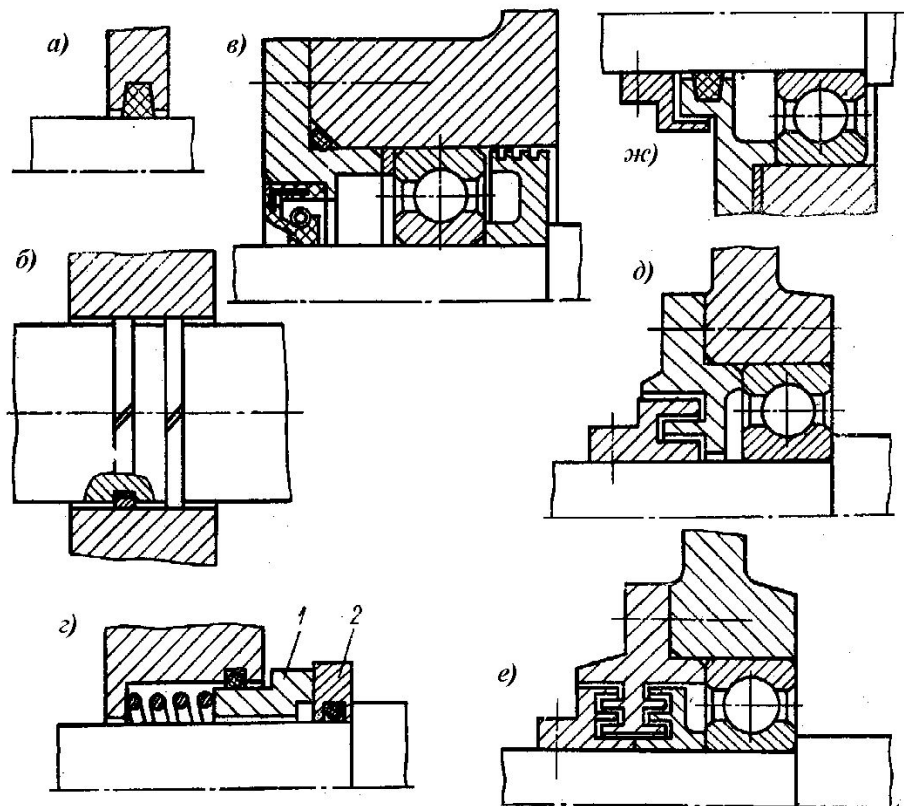


Рис. 15.2. уплотнения валов:

- а)* – сальник; *б)* – металлические кольца; *в)* – манжетное;
- г)* – торцовое; *д)* – лабиринтное;
- е)* – двойное лабиринтное
- ж)* – комбинированное (сальник + щелевое).

Для уплотнения неподвижных соединений применяются прокладки, резиновые кольца круглого и прямоугольного сечения, жидкие самотвердеющие герметики.

Наиболее сложным является уплотнение подвижных соединений, например, входных и выходных валов.

Сальники – неметаллические контактные уплотнения пассивного типа. Применяются сальниковые уплотнения при относительных скоростях скольжения до 5 м/с и давлениях в рабочей полости до 0,5 МПа.

Простейшее сальниковое уплотнение (рис. 15.2, а) содержит кольцо прямоугольного сечения, пропитанное смазывающим материалом и запрессованное в трапециевидную канавку, угол между боковыми поверхностями которой составляет 20...30°. Сальниковое кольцо обычно выполняют из войлока или кожи и проваривают его в консистентной смазке.

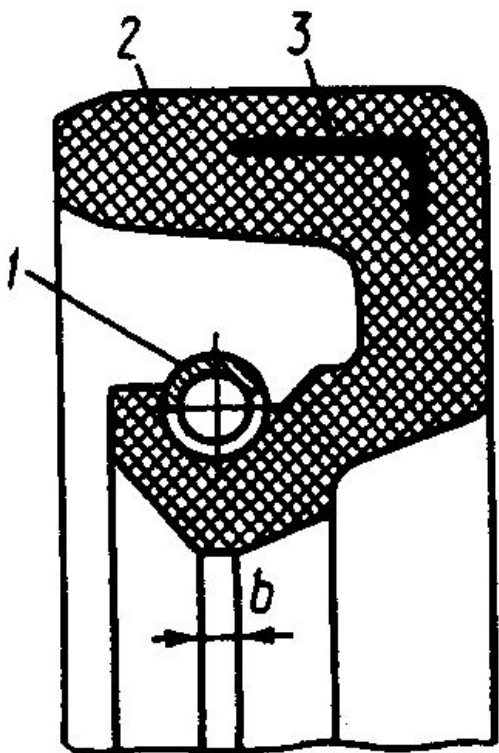


Рис. 15.3.
Конструкция
резиновой
армированной
манжеты:

1 – браслетная
пружина; 2 – тело
манжеты; 3 –
металлическая
армирующая вставка

В манжетных уплотнениях (рис. 15.2, в) предварительное поджатие уплотняющей кромки манжеты к поверхности вала происходит за счёт деформации манжеты и натяжения браслетной пружины, которой всегда снабжается манжета (рис. 15.3). Увеличение давления во внутренней полости корпуса механизма (левая сторона на рис. 15.3) способствует возрастанию усилия, прижимающего ласт манжеты к поверхности вала, препятствуя тем самым сообщению внутренней полости с внешней средой. Армированные манжеты могут изготавливаться как из различных резиновых смесей, так и из пластиков (полиуретан, поливинилхлорид). Манжетные уплотнения могут применяться при скоростях скольжения до 10 м/с. Кроме представленной на рис. 15.3, стандартом предусматриваются и двухластные манжеты, у которых один ласт направлен внутрь, а второй наружу от полости корпуса.

Бесконтактные уплотнения можно разделить на 3 основных группы:

- 1) уплотнения **сопротивления** (резистивные);
- 2) **инерционные** уплотнения;
- 3) **насосные** уплотнения.

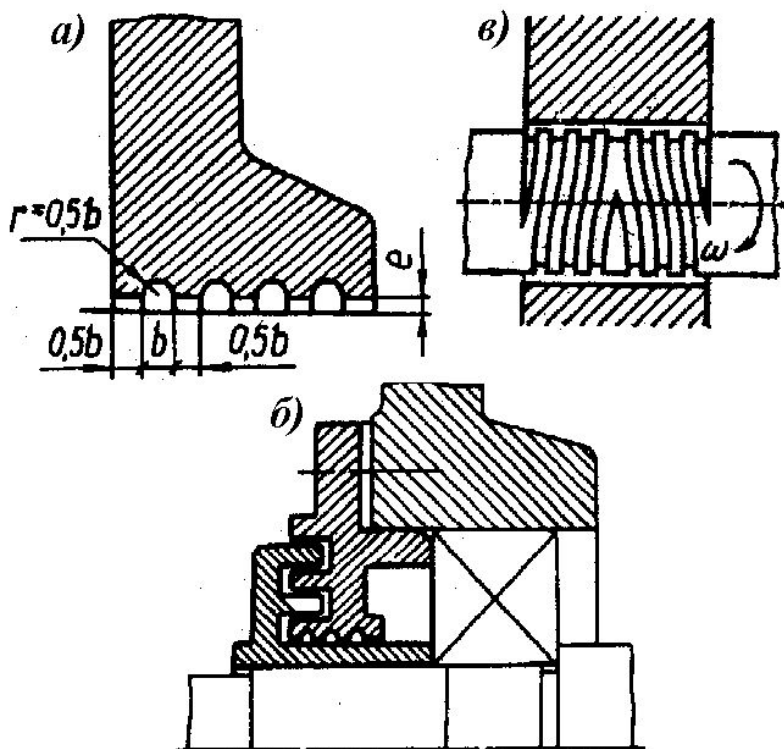


Рис. 15.4. Бесконтактные уплотнения:

- а)** – щелевое с канавками в щели,
б) – лабиринтное,
в) – насосное сдвоенное.

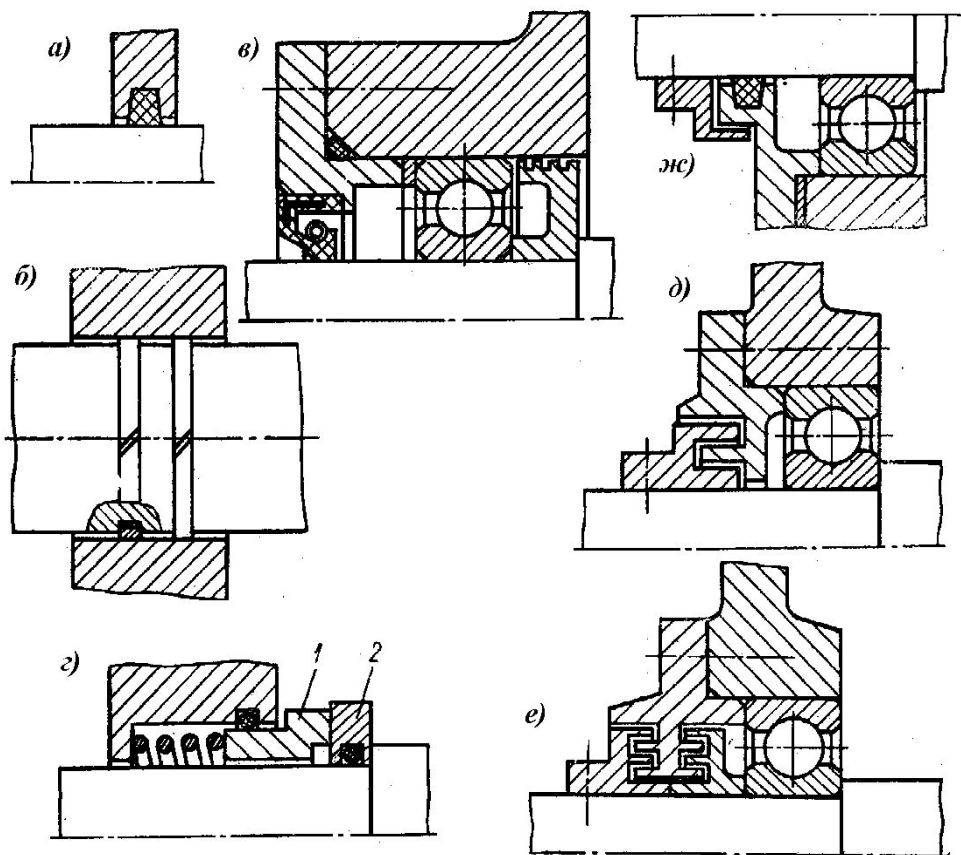
Резистивные уплотнения представляют собой тонкую щель или лабиринт, создающие **повышенное сопротивление** протеканию жидкостей и газов (рис. 15.2, д, е и рис. 15.4, а, б).

В таком уплотнении утечки есть постоянно, но они не велики и выполняют положительную роль, вынося наружу посторонние частицы, попадающие в зону уплотнения. Щелевые уплотнения зачастую снабжаются дополнительными канавками (рис. 15.4, а), выравнивающими давление протекающей жидкости по окружности щели, и создающие дополнительное сопротивление протекающей жидкости.

К **инерционным** уплотнениям можно отнести маслоотбрасывающие кольца и диски, устанавливаемые на валах рядом с подшипниковыми гнёздами. Частицы жидкости или твёрдые, попадая на вращающийся вместе с валом диск, отбрасываются силами инерции по радиусам на периферию. Таким образом исключается возможность их попадания в зазор между валом и отверстием, через которое он проходит.

Пример исполнения насосного уплотнения представлен на рис. 15.4, в. Основным элементом этого уплотнения являются резьбовые канавки, нарезанные на поверхности части вала, находящейся в отверстии, через которое вал проходит. Направление нарезки канавок выбрано таким, что любая частица, попавшая в канавку, при вращении вала, двигаясь по канавке за счёт сил инерции, будет выброшена из зазора. Такой процесс может происходить только при вращении вала в одну сторону, на элементе, изображённом на рис. 15.4, в, а уплотнение будет работать только, когда вал будет вращаться против часовой стрелки, если смотреть на его торец с левой стороны. Поэтому такое уплотнение можно применять в тех механизмах, где вал постоянно имеет однонаправленное движение.

Наличие зазора в бесконтактных уплотнениях не обеспечивает их герметичности при неработающем механизме, однако в процессе работы механизма эти уплотнения весьма успешно защищают его внутреннее пространство от пыли и грязи. По этой причине такие уплотнения применяют, как правило, совместно с контактными, устанавливая их снаружи от последних (рис. 15.2, ж).



Упругие элементы машин

Лекция № 16

Определения:

1) Упругие элементы – детали машин, работа которых основана на способности изменять свою форму под воздействием внешней нагрузки и восстанавливать ее в первоначальном виде после снятия этой нагрузки.

2) Пружины – упругие элементы, выполненные из металла и предназначенные для создания (восприятия) сосредоточенной силовой нагрузки.

3) Торсионы – упругие элементы, выполненные из металла (обычно в форме вала) и предназначенные для создания (восприятия) сосредоточенной моментной нагрузки.

4) Мембраны – упругие элементы, выполненные из металла и предназначенные для создания (восприятия) распределенной по их поверхности силовой нагрузки (давления).

Функции упругих элементов в машинах и механизмах:

- 1) создавать постоянно действующие усилия для силового замыкания кинематических пар (кулачковые механизмы, муфты фрикционные, кулачковые и др., стопоры, защелки и т.п.);
- 2) обеспечивать беззазорность в кинематических парах механизмов с целью повышения их кинематической точности (например, в составных зубчатых колесах приборов);
- 3) предохранять механизмы от разрушения под воздействием чрезмерных нагрузок при ударах и вибрациях (рессоры, пружины, амортизаторы);
- 4) накапливать энергию в процессе деформации под действием внешней нагрузки и отдавать ее при восстановлении исходной формы (часовая пружина в механических часах, боевая пружина стрелкового оружия);
- 5) Выполнять преобразование нагрузки в перемещение при использовании в качестве чувствительных элементов приборов (весоизмерительные приборы, приборы для измерения крутящего момента, давления, разрежения и т.п.)

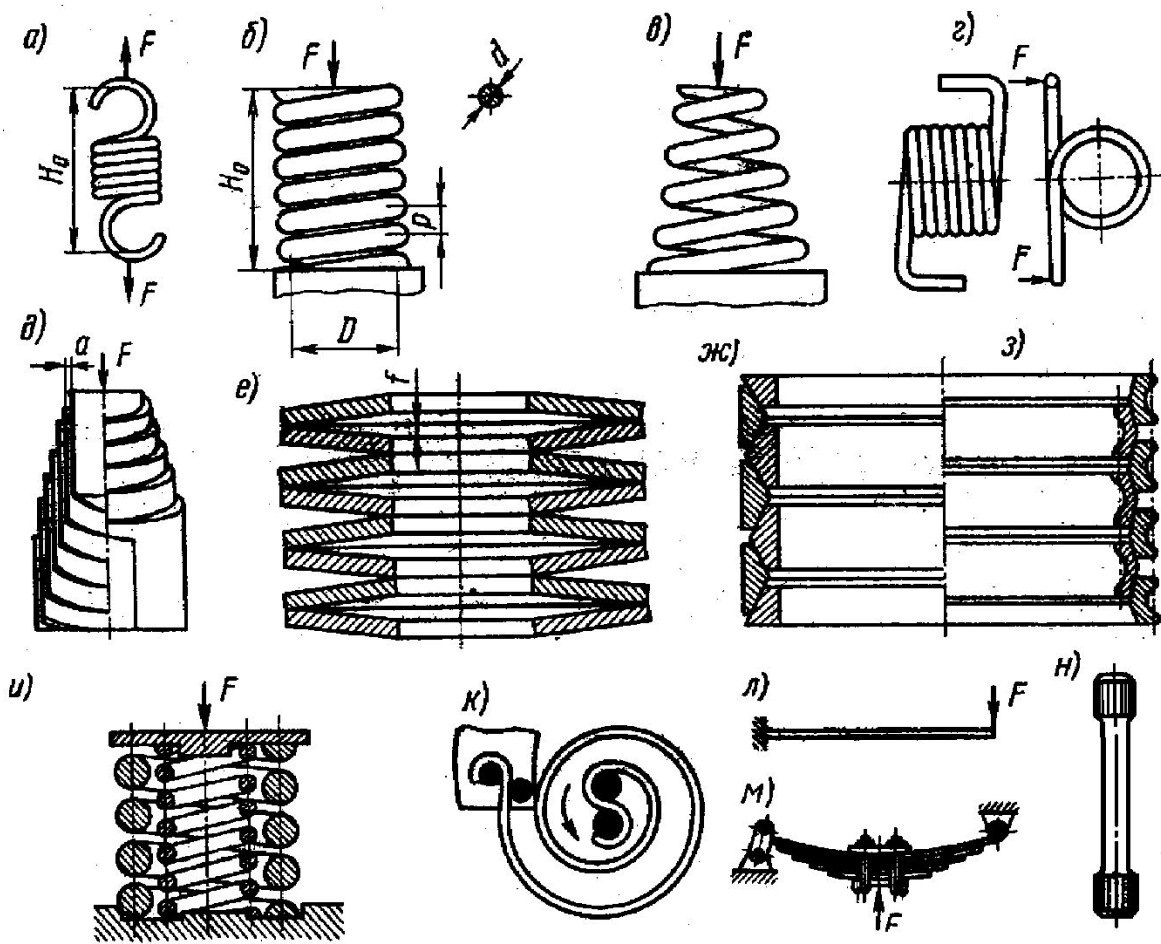


Рис. 16.1. Некоторые упругие элементы машин: винтовые пружины - а) растяжения, б) сжатия, в) коническая сжатия, г) кручения; д) телескопическая ленточная сжатия; е) наборная тарельчатая; ж, з) кольцевые; и) составная сжатия; к) спиральная; л) изгиба; м) рессора (наборная изгиба); н) торсионный валик.

Классификация упругих элементов:

- 1) По **виду** создаваемой (воспринимаемой) **нагрузки**: **силовые** (пружины, амортизаторы, демпферы) - воспринимают сосредоточенную силу; **моментные** (моментные пружины, торсионы) – сосредоточенный крутящий момент (пару сил); **воспринимающие *распределенную нагрузку*** (мембраны давления, сифоны, трубки Бурдона и т.п.).
- 2) По виду материала, использованного для изготовления упругого элемента: **металлические** (стальные, стальные нержавеющие, бронзовые, латунные пружины, торсионы, мембраны, сифоны, трубки Бурдона) и **неметаллические**, изготовленные из резин и пластмасс (демпферы и амортизаторы, мембраны).
- 3) По виду основных напряжений, возникающих в материале упругого элемента в процессе его деформации: **растяжения-сжатия** (стержни, проволоки), **кручения** (винтовые пружины, торсионы), **изгиба** (пружины изгиба, рессоры).
- 4) По форме связи нагрузки, действующей на упругий элемент, с его деформацией: **линейные** (график нагрузка-деформация представляет прямую линию) и **нелинейные** (график нагрузка-деформация непрямолинейен).
- 5) По конструктивной форме: **пружины, цилиндрические винтовые**, одно- и многожильные, **конические винтовые, бочкообразные винтовые, тарельчатые, цилиндрические прорезные, спиральные** (ленточные и круглые), **плоские, рессоры** (многослойные пружины изгиба), **торсионы** (пружинные валы), **фигурные** и т.п.
- 6) По способу изготовления: **витые, точеные, штампованные, наборные** и т.п.

Винтовые пружины растяжения-сжатия.

Цилиндрические пружины изготавливаются методом навивки проволоки на оправку. При диаметре проволоки до 8 мм навивка выполняется холодным способом, а при большем диаметре с предварительным подогревом заготовки до температуры пластичности металла.

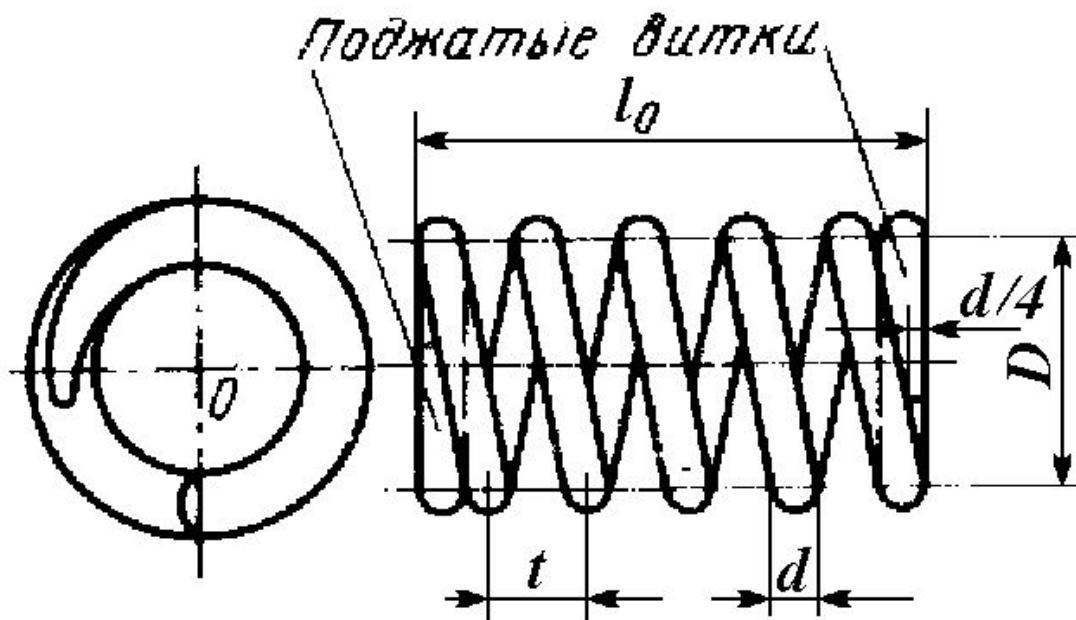


Рис. 16.2. Цилиндрическая пружина сжатия

Крайние (опорные) витки пружин сжатия (рис. 16.2.) обычно поджимаются и сошлифовываются, чтобы получить плоскую, перпендикулярную оси пружины, опорную поверхность, занимающую не менее 75 % круговой длины витка. После обрезки в нужный размер, подгибки и подшлифовки концевых витков пружины подвергаются стабилизирующему отжигу.

Наибольшее количество пружин изготавливают из высокоуглеродистых и легированных сталей с содержанием углерода 0,5...1,1%.

Модуль упругости пружинных сталей $E = (2,1...2,2) \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = (7,6...8,2) \cdot 10^4$ МПа.

Для изготовления пружин, работающих в агрессивной среде, вызывающей коррозию углеродистых сталей, применяют нержавеющие стали или сплавы на основе меди (бронзы). Модуль упругости сплавов на медной основе $E = (1,2...1,3) \cdot 10^5$ МПа, модуль сдвига $G = (4,5...5,0) \cdot 10^4$ МПа.

Основные параметры цилиндрических винтовых пружин (рис. 16.2) –

1) геометрические (мм):

D_0 – средний диаметр навивки пружины;

d – диаметр проволоки (прутка);

t – шаг навивки;

l_0 – длина пружины в свободном состоянии;

2) конструктивные (величины безразмерные):

n – число рабочих витков;

n_1 – полное число витков (с учетом подогнутых опорных витков);

$i = D_0 / d$ – индекс пружины, характеризующий кривизну ее витка.

3) силовые и упругие:

c – жесткость пружины, **Н/мм**;

c_1 – жесткость одного витка пружины, **Н/мм**;

F_1 – минимальная рабочая нагрузка, Н или кН;

F_2 – максимальная рабочая нагрузка, Н или кН;

F_3 – предельная нагрузка, Н или кН;

$s (s_1, s_2, s_3)$ – величина деформации пружины под нагрузкой, мм;

$s' (s'_1, s'_2, s'_3)$ – величина деформации одного витка под нагрузкой, мм.

Силовые и упругие характеристики пружины связаны соотношениями:

$$\begin{aligned} c &= \frac{F_i}{s_i}; & c_1 &= \frac{F_i}{s'_i}; \\ c &= \frac{c_1}{n}; & s_i &= s'_i \cdot n. \end{aligned} \quad (16.1)$$

Цилиндрические винтовые пружины из холоднокатаной пружинной проволоки стандартизованы. В стандарте указываются: наружный диаметр пружины D_H , диаметр проволоки d , предельная сила деформации F_3 , предельная деформация одного витка s'_i , и жесткость одного витка c_1 . **Проектный расчет** таких пружин выполняют методом подбора. Для определения всех параметров пружины в качестве исходных данных необходимы: максимальное и минимальное рабочие усилия F_2 и F_1 и одну из трех величин, характеризующих деформацию пружины – рабочий ход h , максимальную рабочую деформацию s_2 , или жесткость c , а также размеры свободного пространства для установки пружины.

Обычно принимают $F_1 = (0,1...0,5) \cdot F_2$ и $F_3 = (1,1...1,6) \cdot F_2$. По величине предельной нагрузки F_3 подбирают пружину с подходящими диаметрами – наружным пружины D_H и проволоки d . Для выбранной пружины, используя соотношения (16.1) и параметры деформации одного витка, указанные в стандарте, можно определить необходимые жесткость пружины и число рабочих витков:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h}; \quad n = \frac{c_1}{c} \quad (16.2)$$

Полученное число рабочих витков округляют до 0,5 витка при $n \leq 20$ и до 1 витка при $n > 20$ и используя связь жесткости пружины с жесткостью одного витка, уточняют жесткость пружины. Поскольку крайние витки пружины сжатия подгибают и сошлифовывают, полное число витков увеличивают на 1,5...2 витка:

$$n_1 = n + (1,5...2). \quad (16.3)$$

Длина пружины в сжатом состоянии (под действием силы F_3):

$$l_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d$$

Длина пружины в свободном состоянии

$$l_0 = l_3 + s_3 = l_3 + \frac{F_3}{c}$$

Далее можно определить длину пружины при нагружении ее рабочими силами, предварительного сжатия F_1 и предельной рабочей F_2

$$l_1 = l_0 - s_1 = l_0 - \frac{F_1}{c}$$

$$l_2 = l_0 - s_2 = l_0 - \frac{F_2}{c}$$

Проектный расчет нестандартных пружин производится из условия прочности по напряжениям скручивания. Как известно, при кручении стержня напряжения в опасном сечении

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau]$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, а $W_{кр}$ – полярный момент сопротивления сечения витка пружины, навитой из проволоки диаметром d . Для учета неравномерности распределения напряжения по сечению витка из-за его кривизны в формулу вводится коэффициент k , зависящий от индекса пружины. При обычных углах подъема витка, лежащих в пределах $6...12^\circ$ коэффициент k с достаточной для расчетов точностью можно вычислить по выражению

$$k = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i + 1} + \frac{0,615}{i}$$

Из последних выражений получаем

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot k \cdot F_3 \cdot D}{\pi \cdot [\tau]}}$$

или

$$d \geq \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot i \cdot F_3}{\pi \cdot [\tau]}}$$

При известных геометрических параметрах цилиндрической винтовой пружины ее жесткость можно вычислить по формуле

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot i^3 \cdot n}$$

а величину деформации (осадки) пружины

$$s_i = \frac{8 \cdot F_i \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot F_i \cdot i^3 \cdot n}{G \cdot d}$$

При проектном расчете нестандартных пружин 2 последних выражения можно использовать для вычисления количества рабочих витков. Длина проволоки, необходимой для навивки пружины с заданными геометрическими параметрами, может быть определена по выражению

$$L = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_1}{\cos \alpha}$$

Или для углов подъема витка $\alpha = 6...9^\circ$ с достаточной для практического применения точностью

$$L \approx 3,2 \cdot D_0 \cdot n_1$$

Отношение длины пружины в свободном состоянии l_0 к ее среднему диаметру D называют индексом гибкости пружины (или просто гибкостью). Обозначим индекс гибкости λ , и по определению $\lambda = l_0 / D$. Обычно при $\lambda \leq 2,5$ пружина сохраняет устойчивость до полного сжатия витков, если же $\lambda > 2,5$ возможна потеря устойчивости (возможен изгиб продольной оси пружины и выпучивание ее вбок). Поэтому для длинных пружин применяют либо направляющие стержни, либо направляющие гильзы, удерживающие пружину от выпучивания в сторону.

Таблица 16.2
Рекомендации по выбору допускаемых напряжений при расчете пружин и торсионов

Характер нагрузки	Допускаемые напряжения кручения $[\tau]$
Статическая	$0,6\sigma_B$
Отнулевая	$(0,45 \dots 0,5)\sigma_B$
Знакопеременная или ударная	$(0,25 \dots 0,3)\sigma_B$

Торсионные валы предназначены для восприятия моментной нагрузки и поэтому устанавливаются так, чтобы исключить воздействие на них изгибающей нагрузки.

Торсионы находят самое широкое применение в БТВТ, в подвеске колёсных и гусеничных машин, в механизмах запираения люков и в других устройствах.

Конструкция торсионов может быть достаточно разнообразной:

МОНОТОРСИОН, выполняемый в форме монолитного или пустотелого валика;
ПУЧКОВЫЙ ТОРСИОН, включающий несколько валиков, концы которых намертво заделаны в общие цапфы;

наборный пластинчатый торсион, в виде пакета листовых пластин, концевые части которых также заделываются в общую цапфу, и т.п.

Один конец торсиона закрепляется на неподвижной детали, например, на корпусе машины, другой – на поворотном элементе, например, на опорной части балансира катка гусеничной машины.

Далее речь будем вести о валиковых моноторсионах, изготавливаемых в форме круглых сплошных или трубчатых валиков.

Концы этих валиков обычно делаются толще основного рабочего диаметра, и на своей цилиндрической части снабжаются треугольными шлицами.

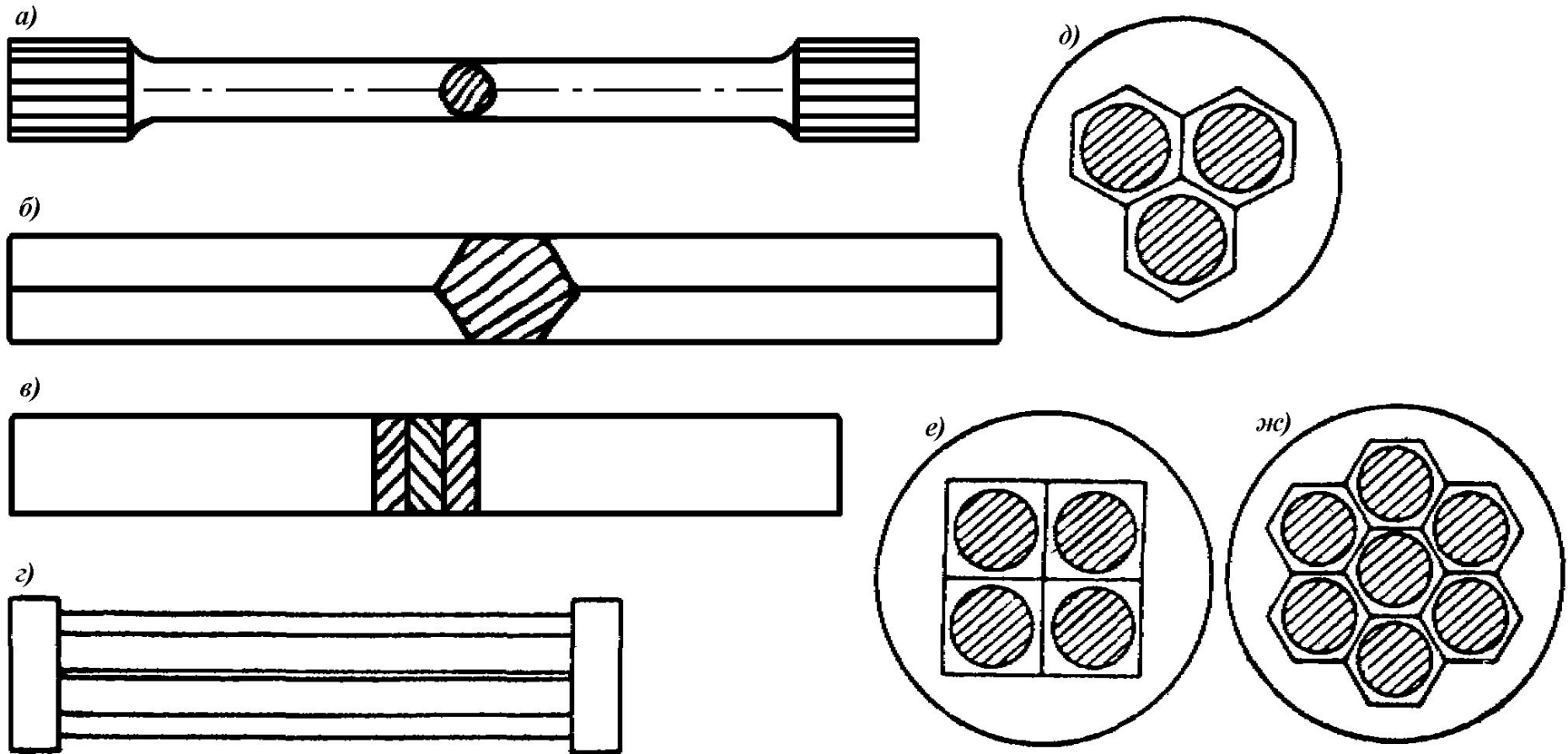


Рис. 16.3. Некоторые виды торсионов:

а, б – моноторсионы – **а)** цилиндрический; **б)** призматический;

в, г, д, е, ж – пучковые – **в)** наборный пластинчатый; **г)** многовальный, вид сбоку;
д) трехвальный; **е)** четырехвальный; **ж)** семивальный.

Изготавливают торсионы из высококачественных легированных сталей, обладающих хорошими упругими и усталостными показателями, например, сталь 45ХН2МФА ГОСТ 4543-71. Часть торсиона, работающая на закручивание, подвергается улучшающей термической обработке, а после обточки шлифуется и полируется. С целью повышения усталостной прочности и выносливости поверхность рабочей части торсиона подвергается наклёпу дробеструйной обработкой (глубина слоя деформирования до 0,8 мм) или накаткой роликами (глубина слоя деформирования до 2,0 мм). Перед установкой в машину с целью повышения усталостной прочности и выносливости торсион подвергается заневоливанию, то есть его закручивают в сторону рабочей деформации до появления пластической деформации в поверхностном слое и выдерживают в закрученном виде в течение некоторого времени. После проведения заневоливания в поверхностном слое торсиона появляются остаточные напряжения направленные в сторону, противоположную рабочему закручиванию. Наличие этих напряжений способствует более равномерной загрузке материала по поперечному сечению торсиона, что эквивалентно повышению предела выносливости. Торсионы, подвергнутые заневоливанию в обязательном порядке маркируют с указанием допустимого направления закручивания на месте установки. Невыполнение этого условия ведет к быстрому разрушению торсиона.

Материал торсионного вала работает в чистом виде на кручение, следовательно для него справедливо условие прочности

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau] ,$$

и наружный диаметр D рабочей части полого торсиона можно подобрать по соотношению

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot [\tau] \cdot (1 - \beta^4)}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_K}{[\tau] \cdot (1 - \beta^4)}} ; \quad (16.15)$$

где $\beta = d / D$ – относительная величина диаметра отверстия, выполненного по оси торсиона.

Сварка

Лекция № 17

Сварка

◀◀ Лекция 17 ▶▶

Общие сведения

Сварка—это технологический процесс соединения металлических деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления происходящий при сильном местном нагреве их до расплавленного (сварка плавлением) или пластического состояния с применением механического усилия (сварка давлением).

Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называется *сварным швом*.

Достоинства: экономия металла;

низкая трудоемкость;

дешевизна оборудования;

возможность автоматизации;

отсутствие больших сил и больших объёмов нагретого металла.

Недостатки :

появление остаточных напряжений ;

коробление;

плохое восприятие переменных и особенно вибрационных нагрузок;

сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов.

Виды сварки

применяют: ручную дуговую сварку плавящимся электродом;

автоматическую дуговую сварку плавящимся электродом под флюсом;

электрошлаковую сварку ;

контактную сварку — стыковую, шовную и точечную.

Первые три способа относятся к сварке плавлением, последний — к сварке давлением.

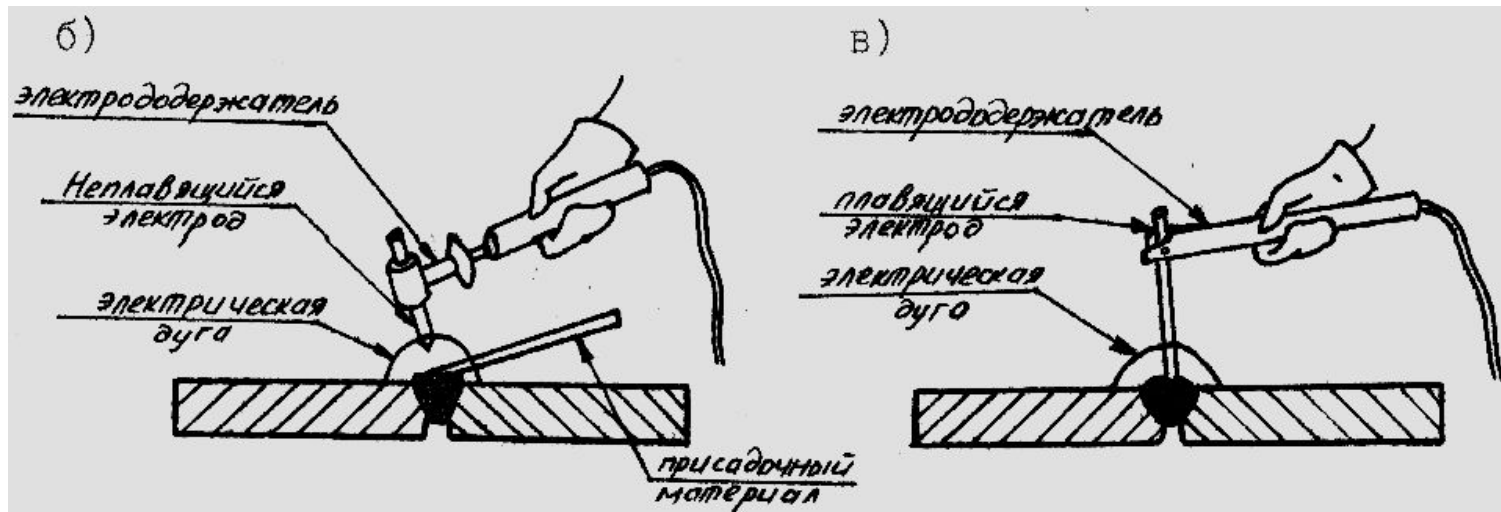
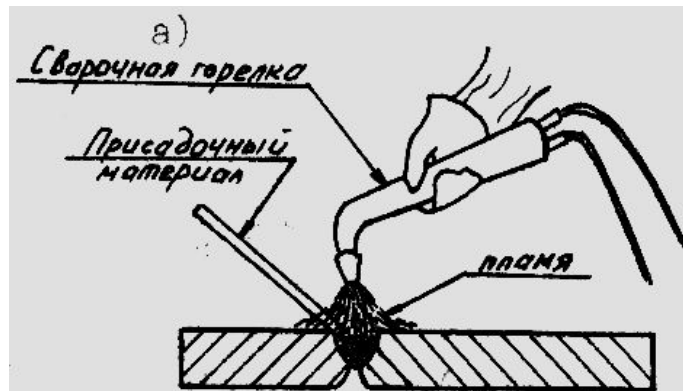
Соединение деталей сваркой широко применяется в технике. При помощи сварки соединяются детали машин, механизмов, металлоконструкций, мостов, гражданских и промышленных зданий и т. п.

Сварное соединение может быть выполнено в основном двумя способами: сваркой плавлением и сваркой давлением.

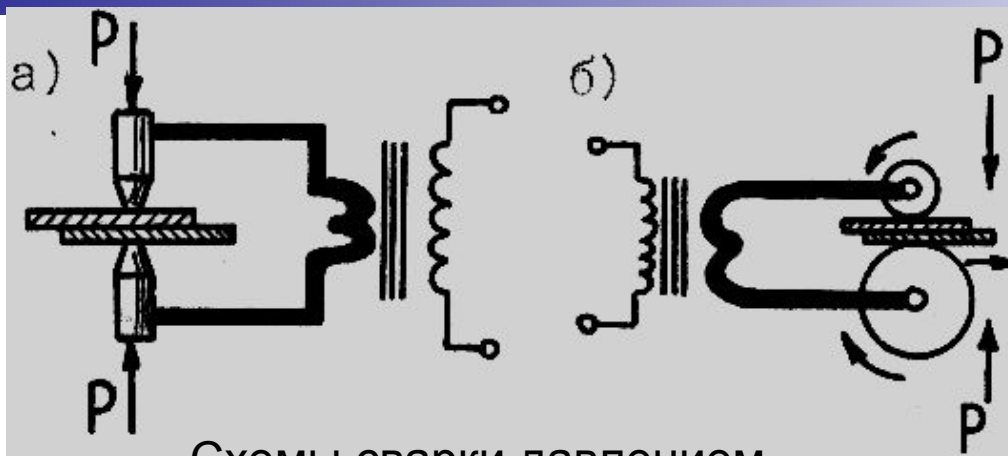
При сварке плавлением поверхности кромок свариваемых деталей плавятся и после остывания образуют прочный сварной шов. Чаще всего сварка плавлением осуществляется газовой или дуговой (электродуговой) сваркой.

При газовой сварке горючий газ (например, ацетилен), сгорая в атмосфере кислорода, образует пламя, используемое для плавления. В зону плавления вводится прутковый присадочный материал, в результате плавления которого образуется сварной шов.

Сварка давлением осуществляется при совместной пластической деформации предварительно нагретых поверхностей свариваемых деталей. Эта деформация происходит за счет воздействия внешней силы. Сварка давлением осуществляется, как правило, одним из видов контактной электросварки: точечной (рис. а), шовной-роликовой (рис. б) и др.



Выполнение сварных соединений



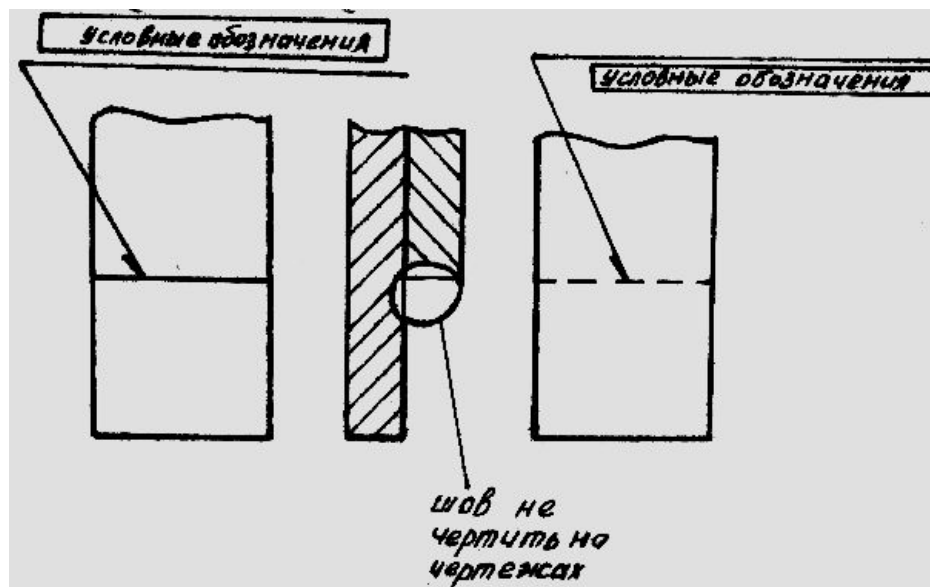
Схемы сварки давлением

Помимо упомянутых способов в современной технике применяются и многие другие способы сварки: электрошлаковая, в защитных газах, ультразвуковая, лазером, индукционная и др.

ГОСТ 2.312–72 устанавливает условные изображения и обозначения на чертежах швов сварных соединений. Штриховка изображения сечений свариваемых деталей выполняется в разные стороны.

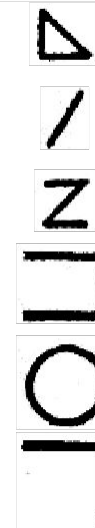
Сварные швы делятся на односторонние и многосторонние в зависимости от числа проходов сварочной дуги.

Независимо от способа сварки видимый шов условно изображается сплошной основной линией, а невидимый – штриховой. От изображения шва проводят линию-выноску, заканчивающуюся односторонней стрелкой (рис.).



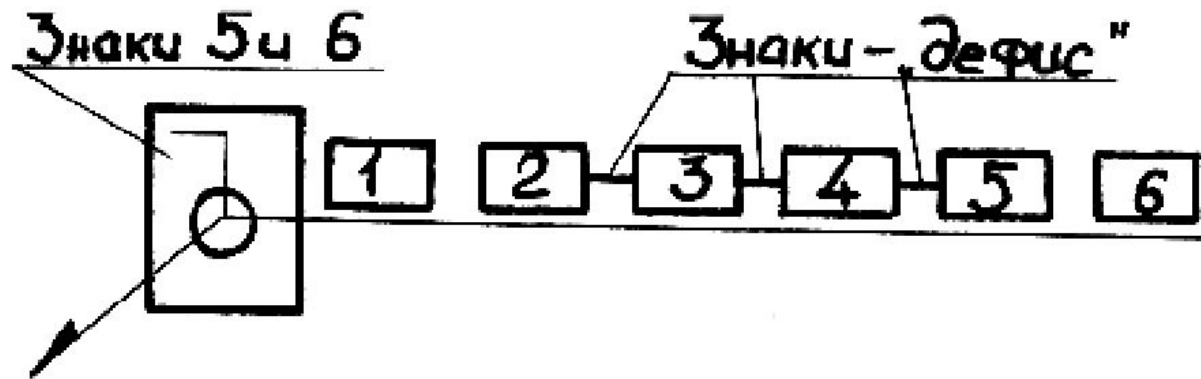
ГОСТ 2.312–72 устанавливает вспомогательные знаки, входящие в обозначение шва и характеризующие его.

1. Знак, проставляемый перед размером катета
2. Шов прерывистый с цепным расположением. Угол наклона линии около 60°
3. Шов прерывистый с шахматным расположением
4. Шов по незамкнутой линии. Знак применяют, если расположение шва неясно из чертежа
5. Шов по замкнутой линии. Диаметр знака 3–5 мм
6. Шов выполнить при монтаже изделия, т. е. при установке его по монтажному чертежу на месте применения



Знаки выполняются сплошными тонкими линиями.

Знаки (за исключением знака 5) должны быть одинаковой высоты с цифрами, входящими в обозначение шва.



Структура условного обозначения стандартного шва

Структура условного обозначения стандартного сварного шва приведена на схеме. На схеме применены следующие обозначения:

- 1) обозначение стандарта на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений;
- 2) буквенно-цифровое обозначение шва по предыдущему стандарту;
- 3) условное обозначение способа сварки по этому же стандарту (допускается не указывать);

4) для швов, тип которых характеризуется катетом шва, проставляют:

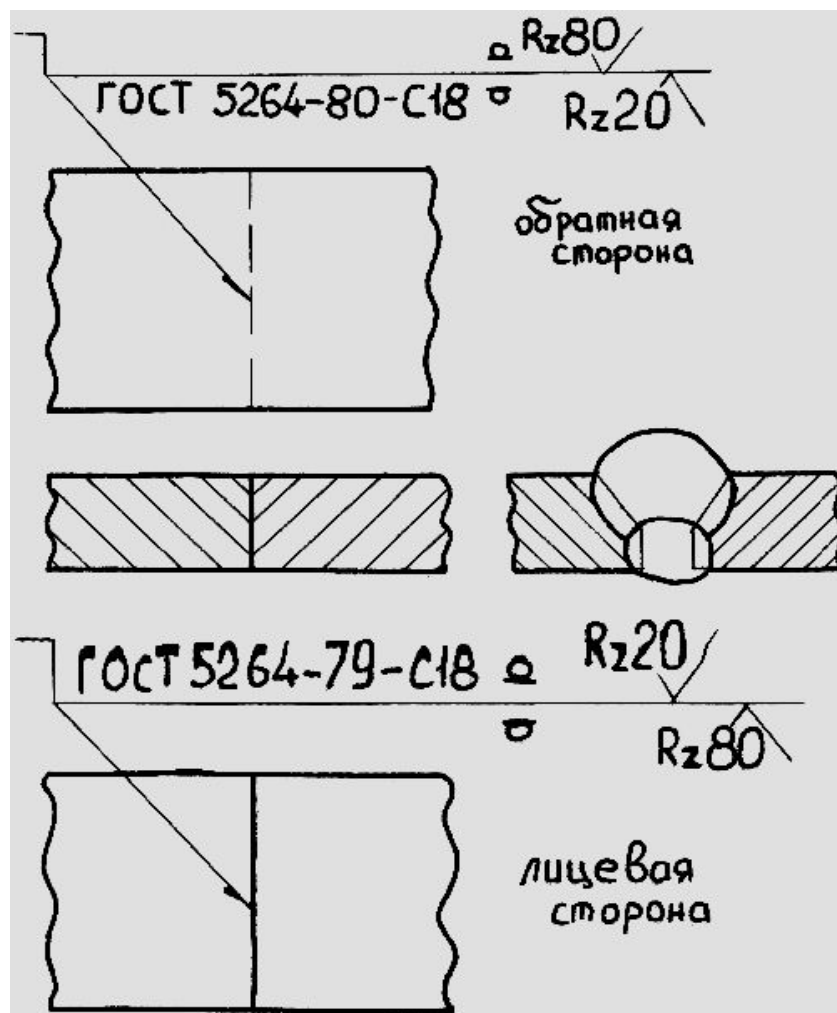
- а) знак 1;
- б) размер катета в миллиметрах;

5) для прерывистого шва проставляют:

- а) размер длины элемента провариваемого участка l , мм;
 - б) знак 2 или 3;
 - в) размер шага t , мм;
- б) знак 4.

В сварочном производстве применяются стандартные сварные швы, параметры которых определяются соответствующими стандартами.

Типы швов определяет ГОСТ 5264–80. Сварные соединения из алюминия и алюминиевых сплавов выполняются швами по ГОСТ 14806–69. ГОСТ 16310–70 предусматривает типы швов для сварки изделий из винипласта и полиэтилена.



Стыковые сварные соединения

Условное обозначение шва, изображенного на рис., расшифровывается следующим образом:

- 1) \sqsupset – шов выполняется при монтаже изделия;
- 2) ГОСТ 5264–80 – шов для сварки деталей из углеродистой стали ручной дуговой сваркой (в условном обозначении шва способ сварки не указан);
- 3) С18 – стыковой двусторонний шов со скосом двух кромок. Размеры скоса кромок приведены в ГОСТ 5264–80, который устанавливает форму кромок;
- 4) знаки 4 указывают, что усиление снято с обеих сторон;
- 5) шероховатость поверхности шва: с лицевой стороны – $Rz20$, с обратной стороны – $Rz80$.

Виды сварных соединений и типы сварных швов

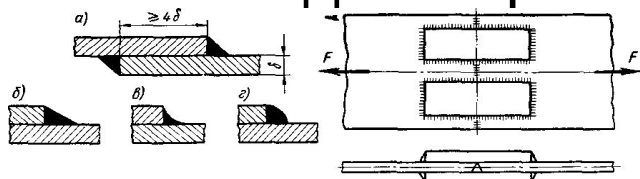


Рис. 3.2

Рис. 3.3

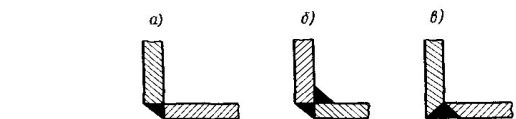


Рис. 3.4

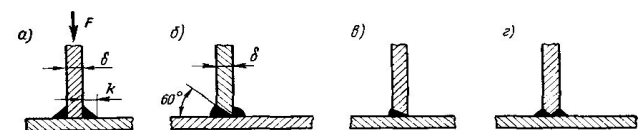
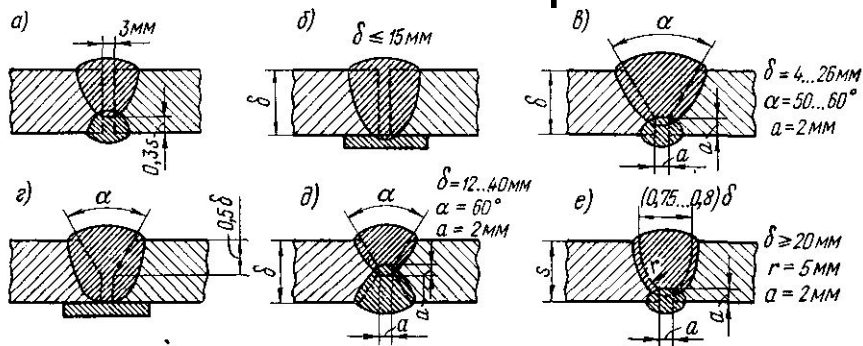
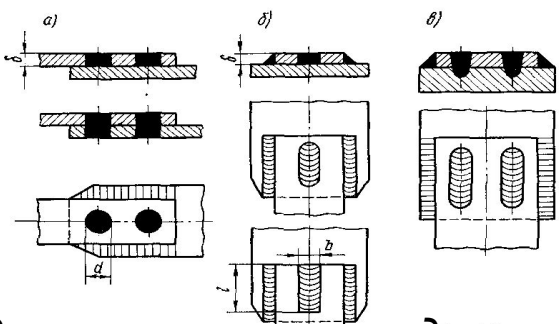


Рис. 3.5



В зависимости от расположения соединяемых частей различают следующие виды сварных соединений: *стыковые* (рис. 3.1, а... е), *нахлесточные* (рис. 3.2, а...г), *с накладками* (рис. 3.3), *угловые* (рис. 3.4, а...е), *тавровые* (рис. 3.5,а...г). Стыковые швы по форме кромок деталей различают: без *скоса кромок* (а, б) *V-образные* (в, г), *X-образные* (д), *U-образные* (е).

По характеру выполнения они могут быть *односторонними с подваркой с другой стороны* (а, в, е); *односторонними со стальными привариваемыми или медными отъемными подкладками с другой стороны* (б, г) и *двусторонними* (д). Угловые швы по форме подготовленных кромок деталей различают: *без скоса кромок* (см. рис. 3.2- 34 о б- 35 а) *со скосом одной кромки* (см. рис. 3.4, в; 3.5, б, в) и *со скосом двух кромок* (см. рис. 3.5, г). По характеру выполнения они бывают *односторонние* (см. рис. 3.4, а, «; 3.5, в) и *двусторонние* (см. рис. 32 в- 346-3.5, в, б, г).

Расчет на прочность и проектирование сварных соединений при постоянных нагрузках

Расчет и проектирование сварных соединений (конструкций) сводится к выбору вида соединения, способа сварки, марки электрода, рациональному размещению сварных швов, определению сечения и длины швов из условия равнопрочности наплавленного металла и материала соединяемых деталей. Размеры соединяемых деталей обычно известны заранее из условий прочности, жесткости, устойчивости или конструктивных соображений.

Сварные швы бывают:

- 1) стыковые;
- 2) лобовые;
- 3) фланговые (угловые);
- 4) комбинированные.

Стыковые швы рассчитывают на прочность по номинальному сечению соединяемых деталей (без учета утолщения швов) как целые детали. От внешней растягивающей силы F в сечении шва возникают напряжения растяжения

В расчетах принимают

$$\sigma_p = \frac{F}{l \cdot S}, \quad \sigma_p = \frac{N}{A},$$

где l и S – соответственно длина шва и толщина соединяемых деталей.
Условие прочностной надежности

$$\sigma_p \leq [\sigma'_p].$$

В расчетах принимают $[\sigma'_p] = (0,9-1,0)[\sigma_p]$, где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении основного материала.

Допустима растягивающая сила при обращении неравенства (в равенство $[F] = [\sigma'_p] \cdot l \cdot S$).

Нормальные напряжения в шве при совместном действии внешней силы F и изгибающего момента M

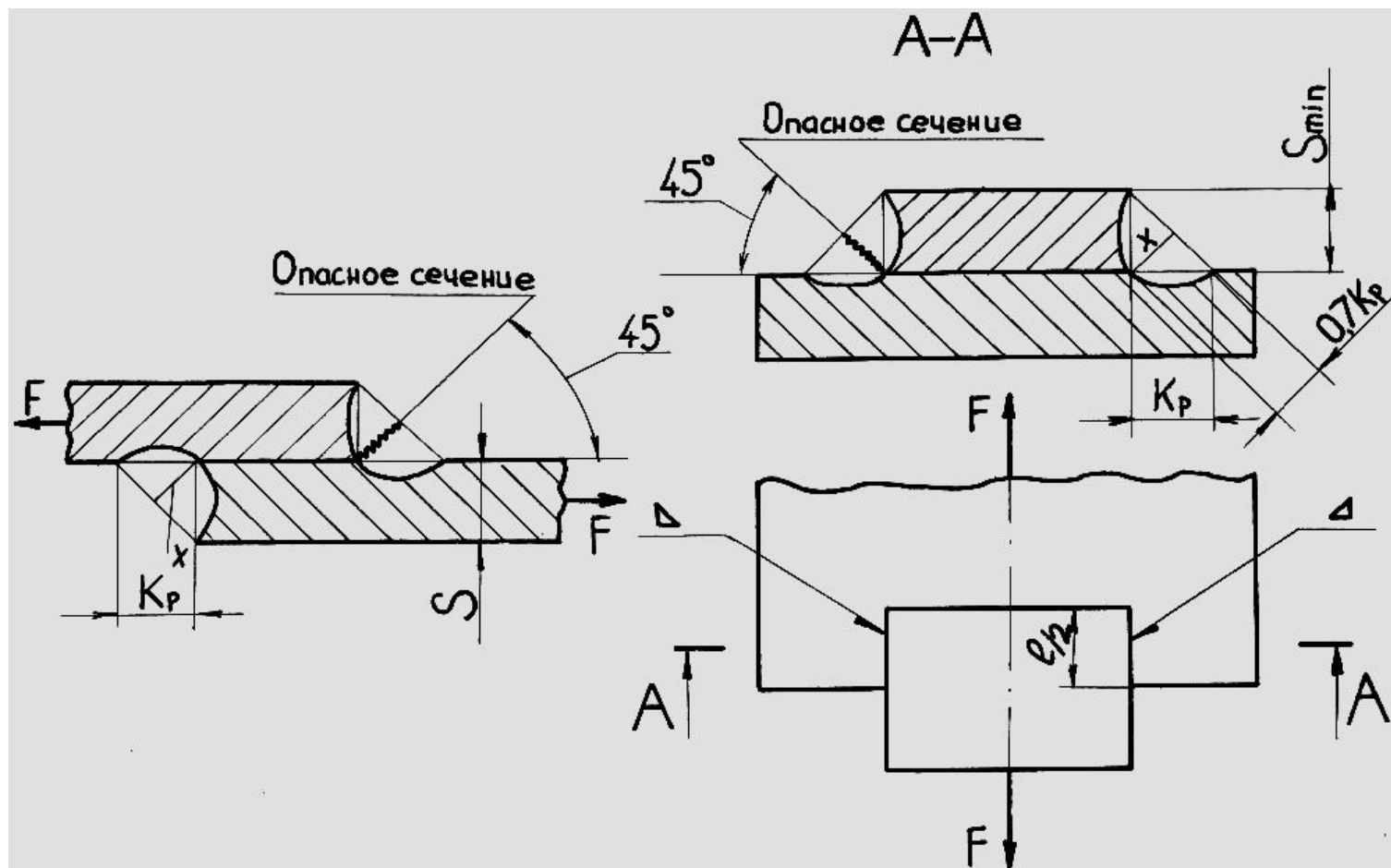
$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} + \frac{F}{l \cdot S} \leq [\sigma'_p],$$

где M – момент сопротивления сечения шва (детали) при изгибе.



К расчету сварного соединения встык

Лобовые и фланговые (угловые) швы разрушаются по сечению, проходящему через биссектрису прямого угла.



К расчету лобовых и фланговых сварных швов

Площадь расчетного сечения

$$A = L \cdot K_p \cdot \cos 45^\circ = 0,7 K_p \cdot L,$$

$$\cos 45^\circ = \frac{x}{K_p},$$

$$x = \cos 45^\circ \cdot K_p = 0,7 K_p,$$

$$A = x \cdot L = 0,7 K_p \cdot L,$$

где L – общая длина (периметр) сварного шва;
 K_p – расчетный катет шва.

Угловой шов при нагружении испытывает сложное напряженное состояние. Однако в упрощенном расчете такой шов условно рассчитывают на срез.

Условие прочности шва по допускаемым напряжениям

$$\tau = \frac{F}{0,7 K_p \cdot L} \leq [\tau_{\text{ш}}],$$

где τ – номинальное напряжение среза;

$[\tau_{ш}]$ – допускаемое напряжение в сварном шве при срезе.

В расчетах принимают

$$K_p = (0,9-1,2) \cdot S_{\min},$$

где S_{\min} – наименьшая толщина свариваемого элемента $K_{p\min} > 3$ мм при $S > 3$ мм.

$$l \geq 30 \text{ мм}; l_a \geq 30 \text{ мм}; l_\phi \leq 50K.$$

Допустимая растягивающая нагрузка

$$[F] = \theta,7 K_{пш} \cdot L \cdot [\quad]$$

Соединение комбинированным (лобовым и фланговым) *швом* при действии момента в плоскости стыка при упрощенном расчете рассчитывают, полагая, что швы работают независимо.

Тавровые соединения, выполненные угловыми швами, рассчитывают по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{M}{W_{ш}} \leq [\tau \quad]$$

с учетом числа швов.

Момент сопротивления продольного сечения шва

$$W_{\text{ш}} = \frac{0,7K_p \cdot h^2}{6},$$

где h – высота листа ($h \gg K_p$).

Если такие соединения сварены, как и соединения встык, то расчет выполняют по формулам для стыковых соединений.

Угловые соединения не используются как силовые; их применяют, как правило, для образования профилей из отдельных элементов.