

Тема 5 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Вопросы, изложенные в лекции:

5.1 Общие сведения. Классификация.

5.2 Неразъемные соединения

5.3 Разъемные соединения

Учебная литература:

.Прикладная механика. Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стеблов В.С.- М.:
Машиностроение, 1985. – 576 с.(315-372)

.Детали машин и подъемное оборудование. Под рук. Г.И. Мельникова - М.:
Воениздат, 1980. стр. 277-298.

.Соловьев В.И. Детали машин (Курс лекций. III часть). - Новосибирск: НВИ,
1997. стр. 3-28.

5.1 Общие сведения.

Классификация

Соединения – неподвижные связи между элементами машин.

Соединение деталей – конструктивное обеспечение их контакта с целью кинематического и силового взаимодействия, либо для образования из них частей (деталей, сборочных единиц) механизмов, машин и приборов.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные, клеевые соединения, а также соединения с гарантированным натягом.

Разъемными называют соединения, которые можно многократно собирать и разбирать без повреждения деталей. К разъемным относятся резьбовые, шпоночные и шлицевые соединения, штифтовые и клиновые соединения.

Классификация соединений:

по возможности *разборки* без разрушения соединяемых деталей – *разъёмные* и *неразъёмные* соединения;

по возможности *относительного* *взаимного перемещения* соединяемых деталей – *подвижные* и *неподвижные* соединения;

по *форме* сопрягаемых (контактных) *поверхностей* – *плоское, цилиндрическое, коническое, сферическое, винтовое, профильное* соединения;

по технологическому *методу образования* – *сварное, паяное, клеёное (клеевое), клёпаное, прессовое, резьбовое, шпоночное, шлицевое, штифтовое, клиновое, профильное* соединения.

Требования

- К соединениям в зависимости от их назначения предъявляются требования **прочности, плотности (герметичности) и жесткости**.
- Основным критерием работоспособности и расчета соединений является **прочность**. Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами.
- При оценке **прочности** соединения стремятся приблизить его прочность к прочности соединяемых элементов, т.е. стремятся **обеспечить равнопрочность конструкции**.
- Требование **плотности** является основным для сосудов и аппаратов, работающих под давлением. Уплотнение разъемного соединения достигается за счет:
 - **1) сильного сжатия** достаточно качественно обработанных поверхностей;
 - **2) введения прокладок** из легко деформируемого материала.

5.2 Неразъемные соединения

5.2.1 Заклёпочные соединения

- **Заклёпочные соединения** состоят из двух или нескольких листов или деталей, соединяемых в неразъемную конструкцию с помощью заклепок (рис. 5.1).
- **Заклепкой** называют круглый стержень, имеющий сформированную закладную головку *1* на одном конце и формируемую в процессе клепки замыкающую головку *2* на другом его конце. При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъемное соединение.

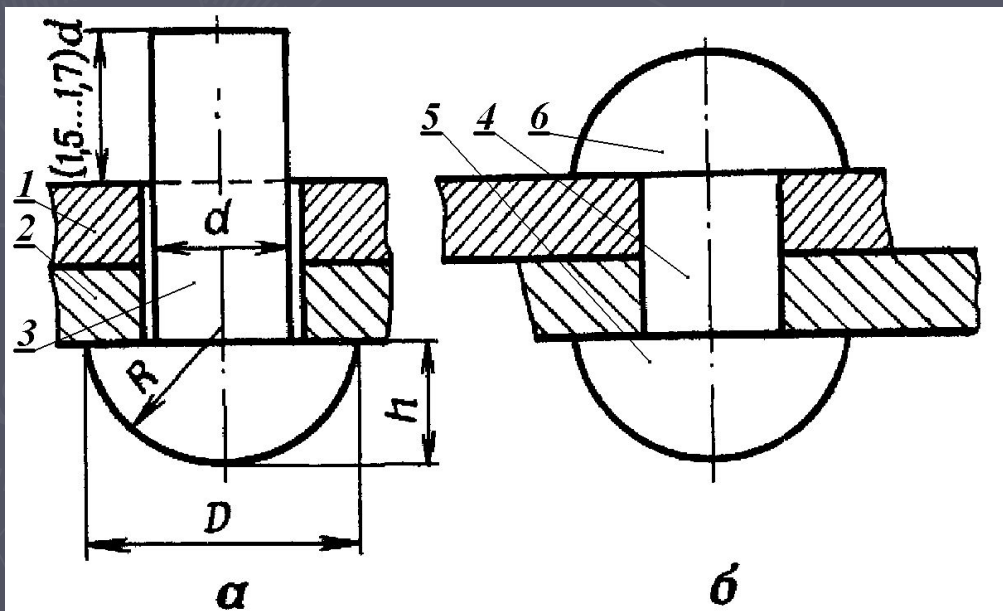


Рис. 5.1 - Заклёпочное соединение:

а – в процессе сборки; *б* – в собранном виде

1, 2 – соединяемые детали;

3 – заклёпка;

4 – тело заклёпки;

5 – закладная головка;

Заклепочным швом называют соединение, осуществляемое группой заклепок (рис. 5.2).

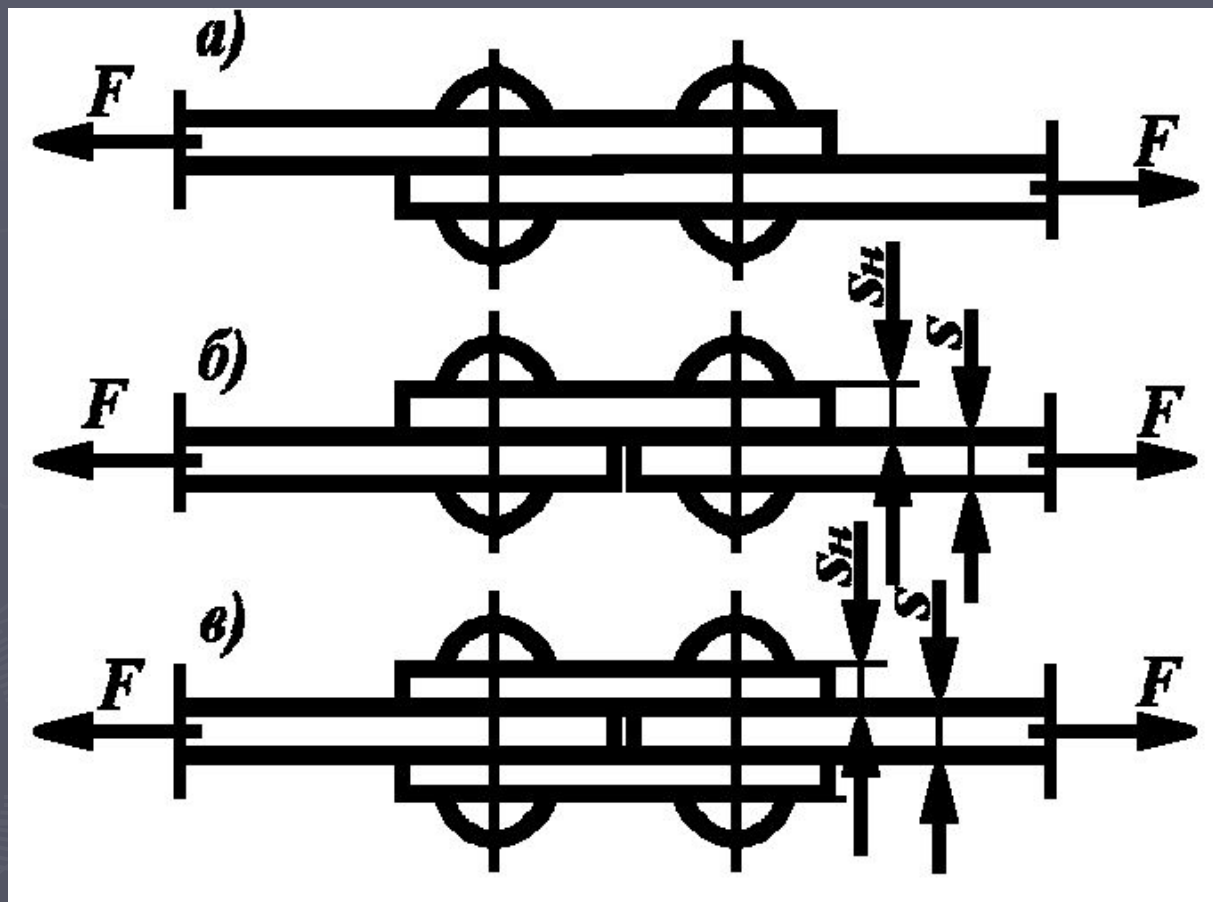


Рис. 5.2. Основные типы заклёпочных швов:
а – нахлесточный; **б** – стыковой с одной накладкой;
в – стыковой с двумя накладками.

► **Достоинства:**

- - высокая надежность соединения;
- - удобство контроля качества клепки;
- - повышенная сопротивляемость ударным и вибрационным нагрузкам;
- - возможность соединения деталей из трудносвариваемых металлов, например из алюминия;
- - неизменность физико-химических свойств материалов соединяемых деталей ;
- - не дают температурных деформаций;
- - детали при разборке не разрушаются.

► **Недостатки:**

- - высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций;
- - повышенный расход ;
- - детали ослаблены отверстиями;
- - высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;
- - нарушение плотности швов при эксплуатации;
- - невозможность соединения деталей сложной конфигурации.
- - соединение деталей встык требует применения специальных накладок, что приводит к дополнительному увеличению массы конструкций.
- - заклепки и соединяемые детали должны быть однородными

Классификация заклёпочных соединений :

1) по функциональному назначению –

прочные, предназначенные только для передачи нагрузки;

плотные, обеспечивающие герметичное разделение сред, и

прочно-плотные, способные выполнять обе названные функции;

2) по конструктивным признакам шва –

нахлёсточное соединение (рис. 5.2, а);

стыковое соединение, которое в свою очередь может быть выполнено **с одной** (рис. 5.2, б) либо

с двумя (рис. 5.2, в) накладками;

3) по числу поверхностей среза, приходящихся на одну заклёпку, под действием рабочей нагрузки –

односрезные;

двухсрезные; и т.д.;

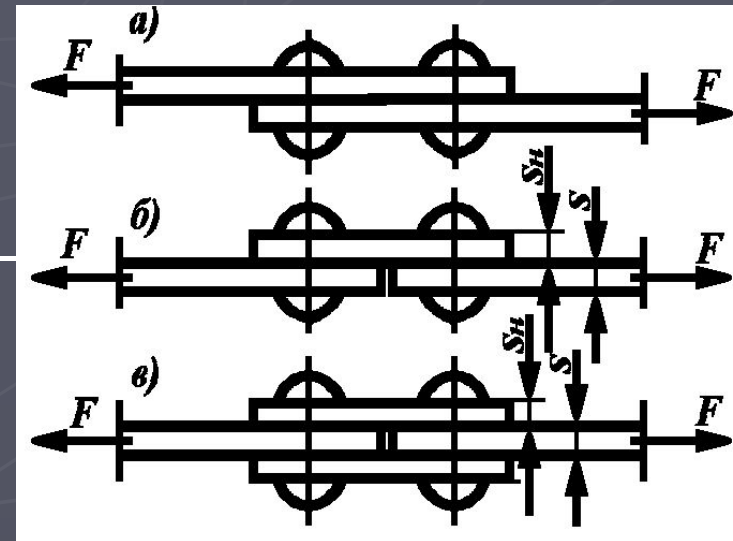
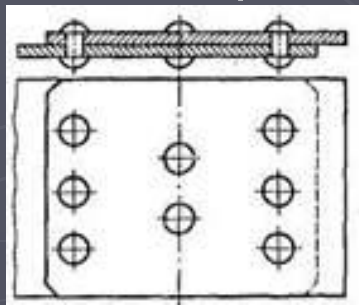
многосрезные;

4) по количеству заклёпочных рядов в шве –

однорядные;

двухрядные; и т.д.;

многорядные.



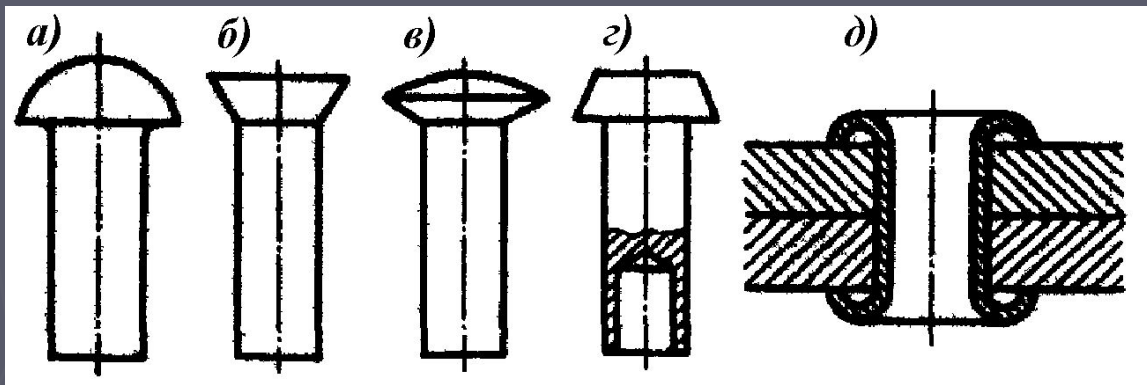


Рис. 5.3. Некоторые виды заклёпок : а) со сферической головкой; б) с потайной головкой; в) с полупотайной головкой; г) полупустотелая с цилиндрической головкой; д) пустотелая (пистон)

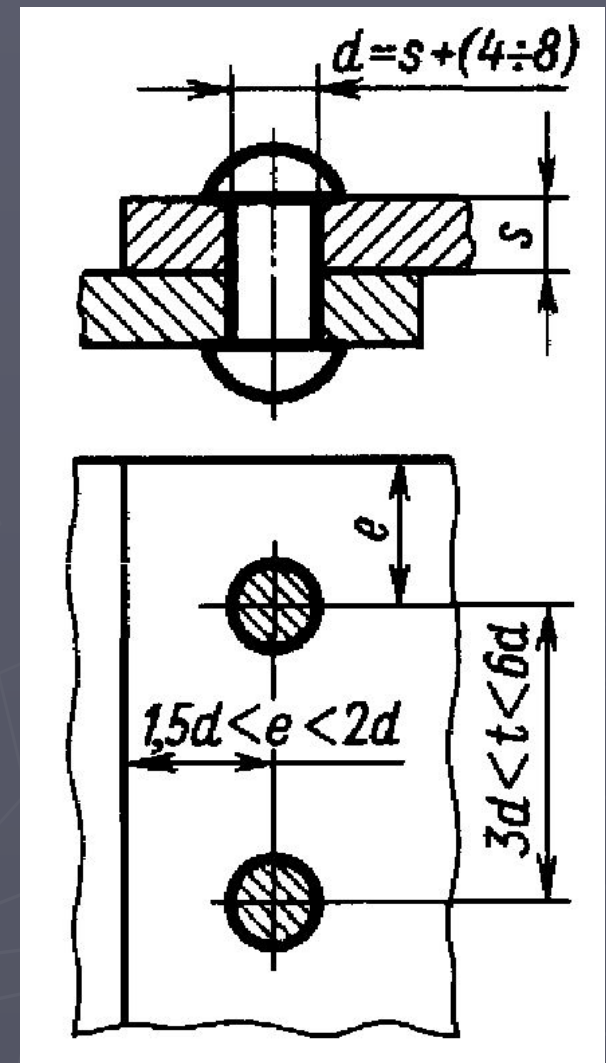


Рис. 5.4. Параметры заклёпочного соединения

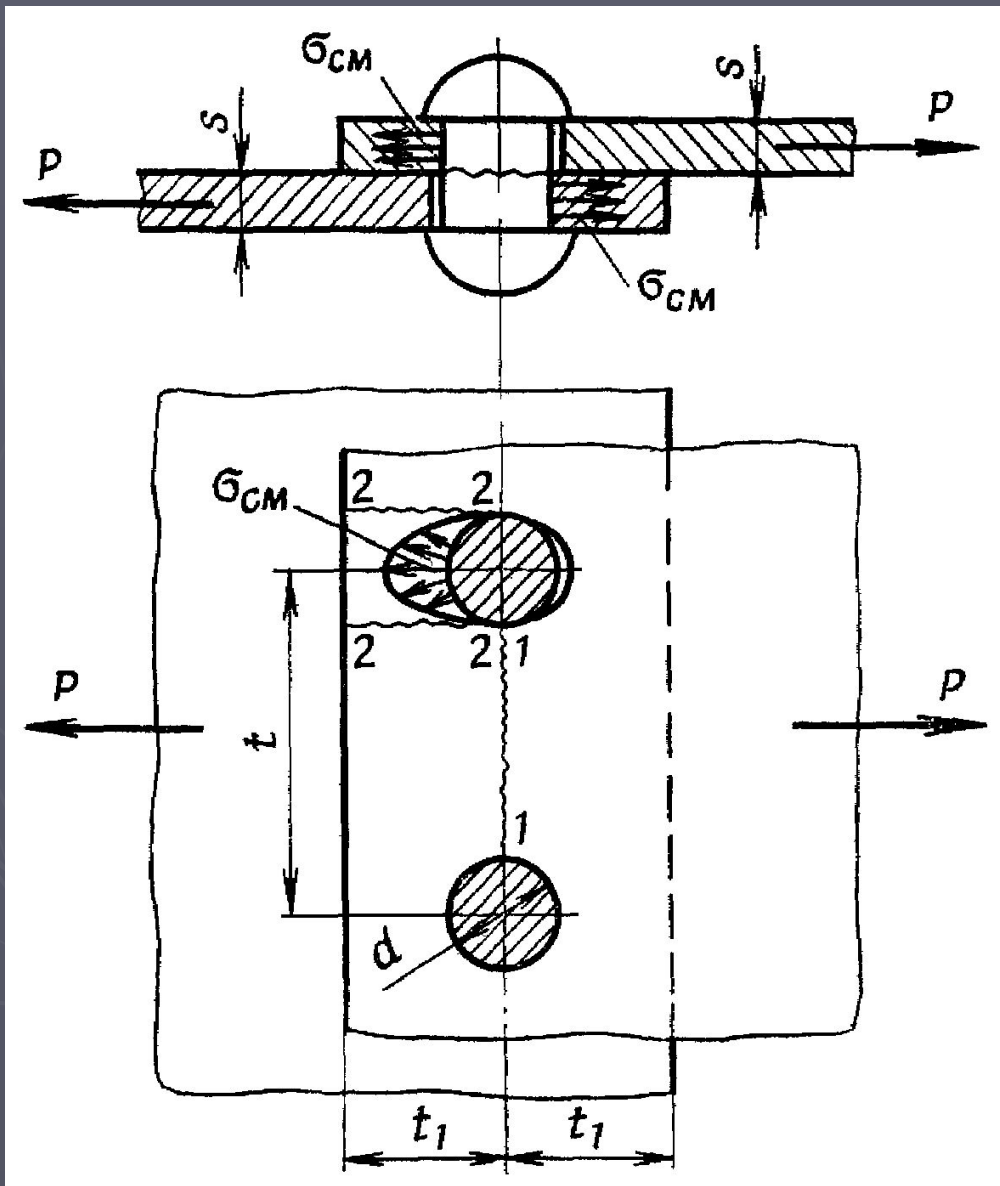
Материалы для изготовления заклёпок

Требования к материалу заклёпки:

- 1) высокая пластичность и незакаливаемость при нагревании;
- 2) температурный коэффициент расширения, близкий таковому соединяемых деталей;
- 3) отсутствие гальванической пары с материалом соединяемых деталей.

Материалы:

- 1) стали малоуглеродистые – Ст0; сталь 10; сталь 20; сталь 10ГС и др.;
- 2) медь и её сплавы – медь 0; латуни (Л62 и др.);
- 3) алюминий и его сплавы (АД1, Д18П, ВАД23 и др.);
- 4) термопластичные пластмассы (полиамиды, этиленпласты и др.)



- 4 вида возможных разрушений заклёпочного шва:**
- 1) *срез* заклёпки;
 - 2) *смятие* заклёпки или соединяемых деталей;
 - 3) *срез* соединяемых деталей;
 - 4) *обрыв* соединяемых деталей по сечению, ослабленному отверстиями для установки заклепок;

Рис. 5.5. Напряжения в заклёпочном шве

РАСЧЕТ ПРОЧНЫХ ЗАКЛЕПОЧНЫХ ШВОВ ПРИ ОСЕВОМ НАГРУЖЕНИИ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

В качестве примера рассмотрим простейший заклепочный шов – однородный односрезный внахлестку (рисунок 5.5).

При нагружении шва осевой силой F детали (листы) стремятся сдвинуться относительно друг друга. При конструировании прочных швов диаметр заклепки d выбирают исходя из расчетной нагрузки F , действующей на шов. Заклепочное соединение рассчитывают:

на смятие поверхностей заклепок и отверстий

$$\sigma_{\tilde{n}\tilde{i}} = \frac{F}{Sd_0Z} \leq [\sigma]_{\tilde{n}\tilde{i}} \quad (1)$$

где S – меньшая из толщин склепываемых деталей, мм; d_0 – диаметр отверстия под заклепку, мм; Z – число заклепок; $\sigma_{\tilde{n}\tilde{i}}$ и

$[\sigma]_{\tilde{n}\tilde{i}}$ – расчетное и допустимое напряжение на смятие, Н/мм для менее прочного из контактирующих материалов, т.е. для деталей или для заклепок.

на срез заклепок:

$$\tau_{\tilde{n}\delta} = \frac{4F}{n\pi d_0^2 \cdot Z} \leq [\tau]_{\tilde{n}\delta} \quad (2)$$

где n – число плоскостей среза одной заклепки (на рисунке $n=1$);

$\tau_{\tilde{n}\delta}$ и $[\tau]_{\tilde{n}\delta}$ – расчетное и допустимое напряжение на срез, Н/мм

на разрыв листа по сечению I–I

$$\sigma_{\delta} = \frac{F}{S(t - d_0) m} \leq [\sigma_{\delta}] \quad ; \quad (3)$$

где t – шаг шва, мм; m – число отверстий в сечении, в котором определяется (на рисунке $m=2$); σ_p и $[\sigma]_p$ – расчетное и допускаемое напряжение на растяжение в Н/мм для соединяемых деталей.

На срез края детали одновременно по двум сечениям II–II. Для надежности расчета принимают, что срез может произойти по длине $(e - d / 2)$.

$$\tau_{\tilde{n}\delta} = \frac{F_0}{2S(e - d_0 / 2)} \leq [\tau]_{\tilde{n}\delta}$$

- ▶ где $F_0 = F/Z$ – усилие, приходящееся на одну заклепку;
- ▶ $\tau_{\tilde{n}\delta}$ и $[\tau]_{\tilde{n}\delta}$ – расчетное и допускаемое напряжения на срез в Н/мм для соединяемых деталей.

▶ При условии равнопрочности всех элементов шва:

- ▶ диаметр заклепок для швов внахлестку (см. рисунок) или с одной накладкой $d = (1-2)$; (5)

- ▶ шаг заклепочного шва $t = (3-6)d$; (6)

- ▶ расстояние от края детали до оси заклепки при продавленных отверстиях $e = 2d$; (7)

- ▶ при сверленных отверстиях $e = 1,65d$; (8)

- ▶ расстояние между рядами заклепок $a \geq 0,6t$; (9)

- ▶ толщина накладок $S = 0,8S$ (10)

- ▶ Необходимое число заклепок Z определяют расчетом из условий прочности на смятие и срез по формулам (1 и 2).

КОЭФФИЦИЕНТ ПРОЧНОСТИ ШВА

Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число, показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой ϕ .

Сечение детали по длине одного шага t ослаблено отверстием диаметра d (см рисунок 2), следовательно

$$\phi = \frac{t - d_0}{t} \quad (11)$$

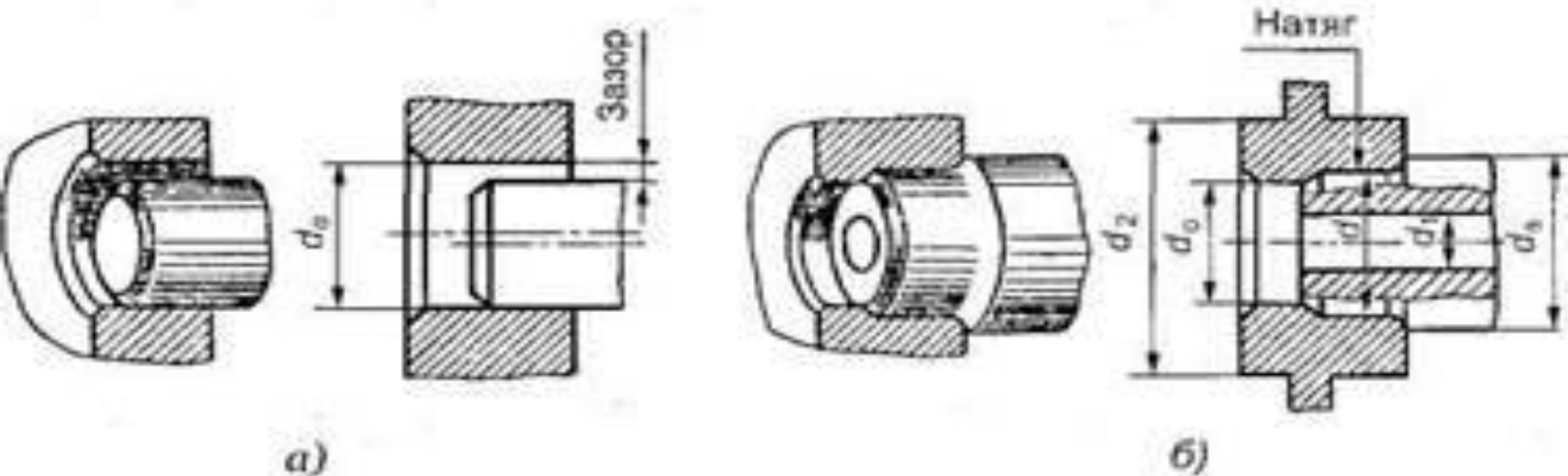
Чем больше значение ϕ , тем лучше использован материал склепываемых деталей.

Для повышения значения ϕ уменьшают d и увеличивают t , т.е. применяют многорядные двухсрезные швы.

5.2.2 Соединение деталей с гарантированным натягом (прессовые соединения)

- ▶ *Соединения деталей с натягом* – это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров вала и втулки. Для закрепления деталей используют силы упругости предварительно деформированных деталей.
- ▶ Соединения с натягом можно разделить на две группы:
- ▶ - соединение деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям (здесь отсутствуют какие-либо специальные соединительные детали);
- ▶ - соединения деталей по плоскости с помощью стяжных колец или планок.

Рис. 5.6 - Соединения с гарантированным натягом: а — посадка с зазором; б — посадка с натягом



► **Достоинства:**

- простота конструкции, возможность передачи больших нагрузок как статических, так и динамических (ударных), обеспечение хорошего центрирования соединяемых деталей;
- возможность применения при очень больших осевых нагрузках и вращающих моментах.
- могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты, а соединения по цилиндрическим и коническим поверхностям дополнительно обеспечивают хорошее центрирование и не требуют специальных крепёжных деталей.

► **Недостатки:**

- сложность сборки и разборки соединений,
- возможность уменьшения величины расчетного натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке,
- требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и высокие требования к точности их изготовления,
- повышенная концентрация напряжений,
- большое рассеивание сил сцепления в связи с рассеиванием действительных посадочных размеров в пределах допусков и коэффициентов трения,
- ограниченность несущей способности при вибрационной нагрузке за счет фреттинг-коррозии.

5.2.3 Сварные соединения

Сварные соединения – неразъёмные соединения, образованные посредством установления межатомных связей между деталями при расплавлении соединяемых кромок, пластическом их деформировании или при совместном действии того и другого.

- ▶ Они образуются путем местного нагрева деталей в зоне их соединения.
- ▶ В современном машиностроении применяют различные способы сварки, из которых наибольшее распространение получила электрическая.
- ▶ Основные виды электросварки – дуговая и контактная.

Достоинства:

- ▶ невысокая стоимость соединения благодаря малой трудоемкости процесса сварки и простоты конструкции сварного шва;
- ▶ сравнительно небольшая масса конструкции (на 20–25% меньше массы клепанной), так как:
 - ▶ а) поскольку отсутствуют отверстия под заклепки, требуется меньшая площадь сечений свариваемых деталей;
 - ▶ б) соединение деталей может выполняться встык без накладок;
 - ▶ в) отсутствуют выступающие массивные головки заклепок.
- ▶ герметичность и плотность соединения;
- ▶ возможность автоматизации процесса сварки;
- ▶ возможность сварки толстых профилей.

Недостатки:

- ▶ прочность сварного соединения зависит от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.
- ▶ коробление деталей из-за неравномерности нагрева в процессе сварки;
- ▶ недостаточная надежность при значительных вибрациях и ударных нагрузках. По мере совершенствования процесса сварки этот недостаток проявляется в меньшей степени.

Некоторые разновидности технологических процессов получения сварных соединений

По наличию источника тепла: *холодная сварка, сварка с нагреванием;*

по применяемому источнику тепла: *газовая, электродуговая, электрошлаковая, контактная, электроннолучевая, лазернолучевая и др.;*

по наличию жидкого металла при образовании соединения: *сварка без расплавления – кузнечная, контактная, прессовая, диффузионная и т.п., сварка плавлением – электродуговая, электрошлаковая, газовая и ряд других;*

Электродуговая сварка плавлением

находит самое широкое применение в промышленности, строительстве и других областях производства, как с применением неплавящихся (уголь, вольфрам) электродов, так и плавящихся.

Электродуговую сварку *неплавящимся* электродом изобрел в конце XIX века (сварка угольным электродом предложена в 1882 г., патент в 1885 г.) **Николай Николаевич Бенардос** (1842–1905), а в 1888 усовершенствовал этот метод, применив *плавящийся* металлический электрод, **Николай Гаврилович Славянов** (1854–1897).

В настоящее время многие элементы сварного соединения, полученного электродуговой сваркой *стандартизованы*.

Определения:

*Металл, затвердевший после расплавления и соединяющий сваренные детали соединения, называют **сварочным швом**.*

Формирование сварочного шва сопровождается частичным оплавлением поверхностей деталей, участвующих в образовании сварного соединения.

*Поверхности свариваемых деталей, подвергающиеся частичному оплавлению при формировании сварочного шва и участвующие в образовании соединения, называются **свариваемыми кромками**.*

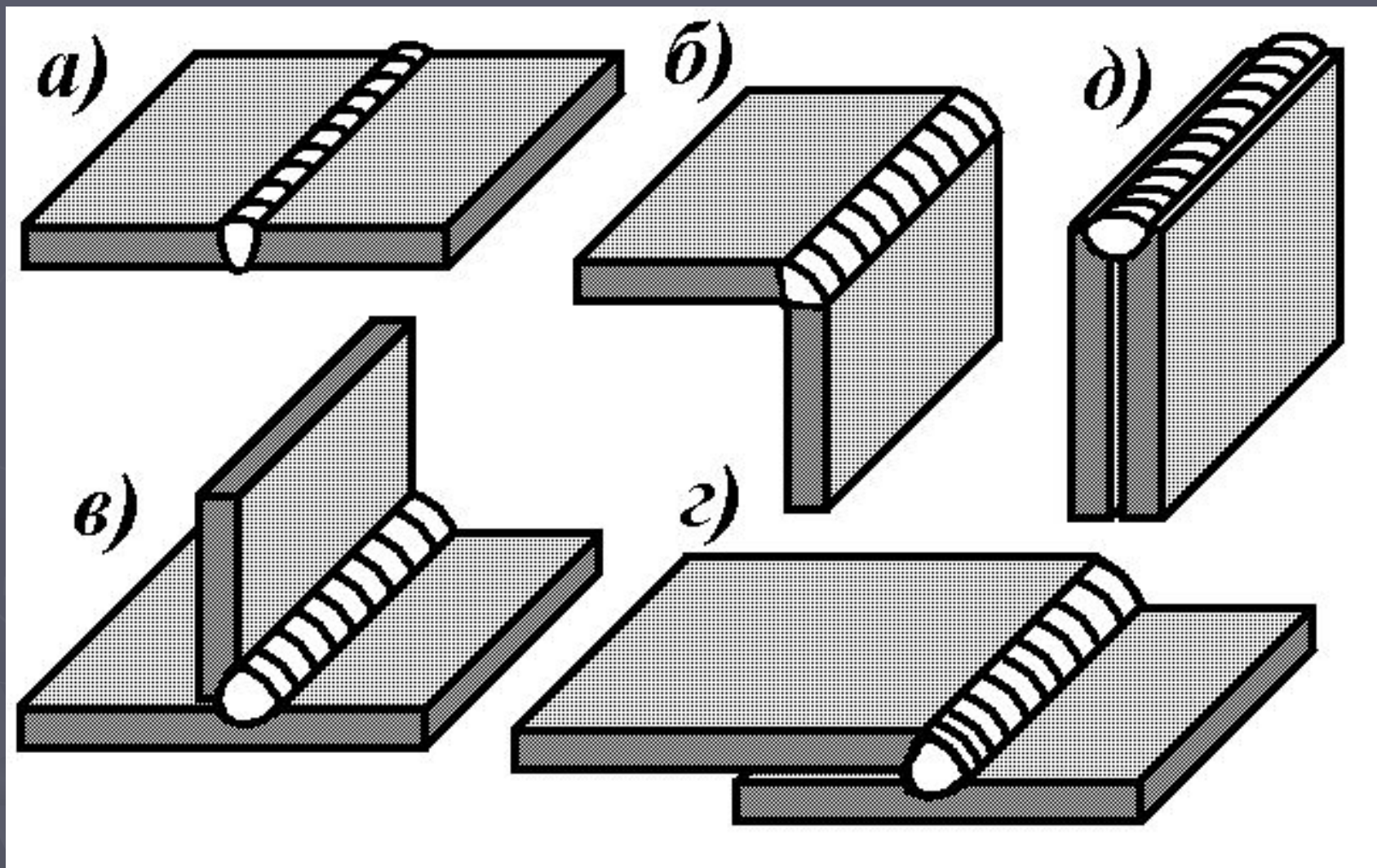


Рис. 5.7. Конструктивные типы сварных соединений:
а) стыковое; б) угловое; в) тавровое; г) нахлесточное; д) торцовое

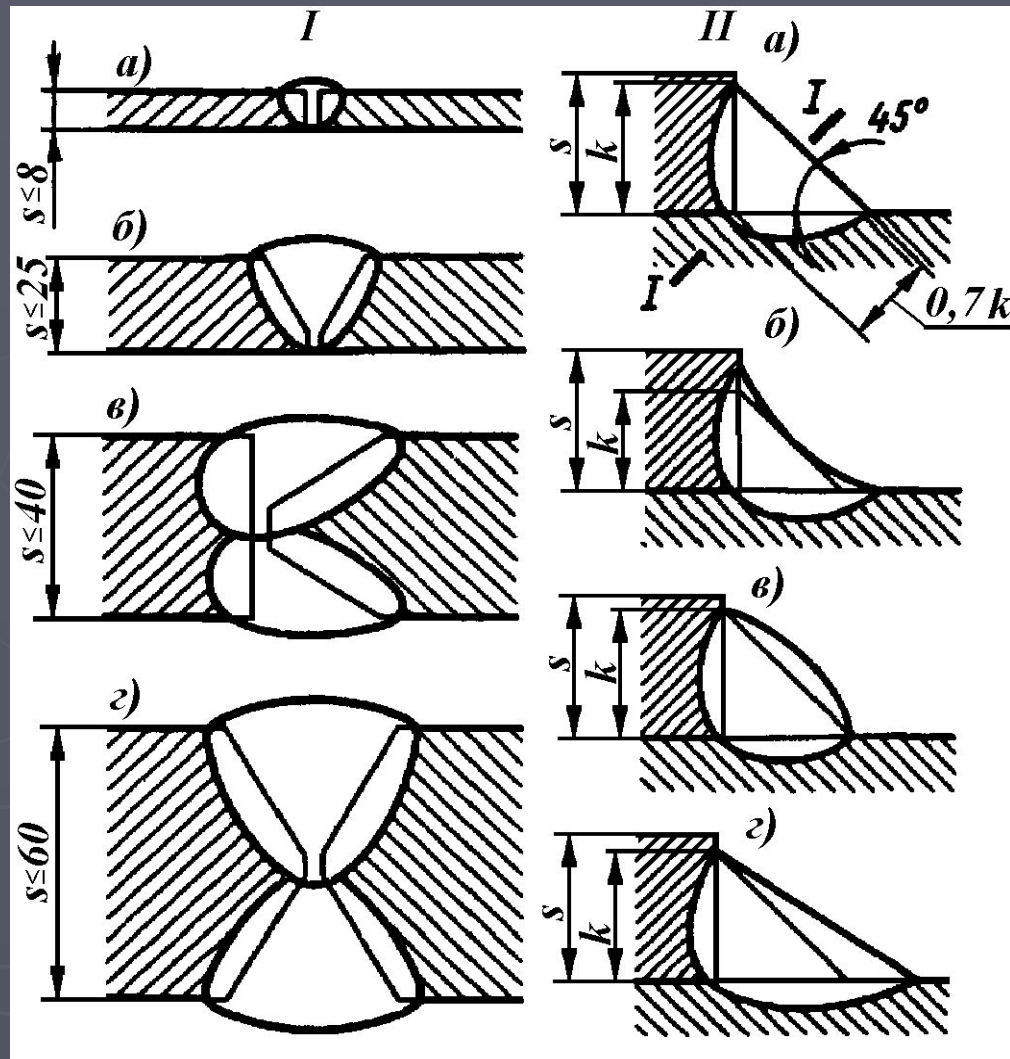


Рис. 5.8. Поперечное сечение сварочных швов : /
 – стыковых II – угловых

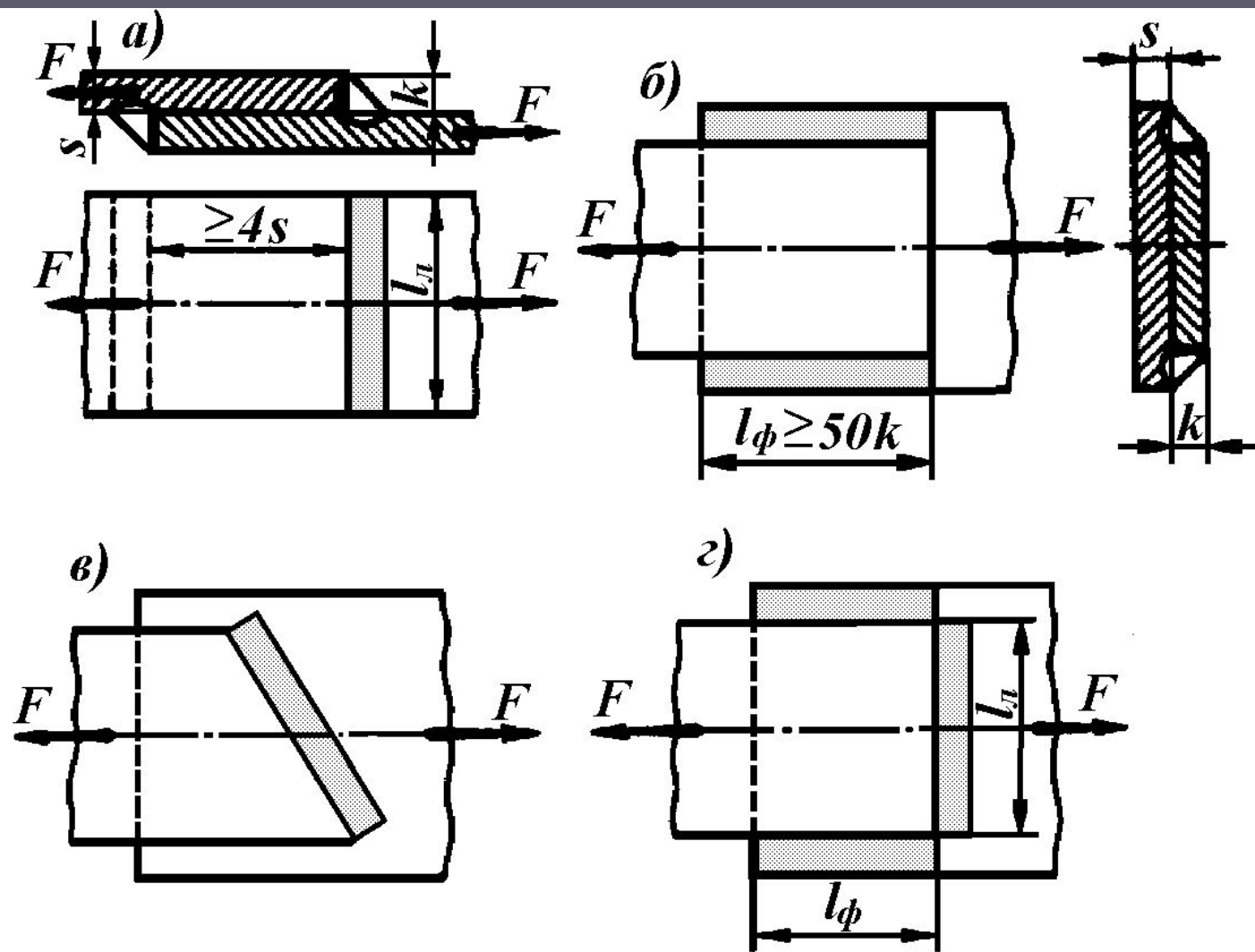


Рис. 5.9. Расположение сварочных швов по отношению к действующей нагрузке:
а) лобовой; б) фланговый; в) косой; г) комбинированный.

Напряжения растяжения в стыковом шве вычисляют так же, как и для основного металла:

$$\sigma_p = \frac{F}{l \cdot s} \leq [\sigma]'_p$$

где F – усилие, воспринимаемое сварочным швом;

l – длина шва;

s – толщина меньшего из свариваемых листов;

$[\sigma]'_p$ – допускаемые напряжения растяжения для металла шва;

$$[\sigma]'_p = (0,85 \dots 1,0) \cdot [\sigma]_p$$

- допускаемые напряжения для свариваемого металла.

Угловые швы обычно рассчитываются на срез по опасному (наименьшему) сечению (сечение А-А на рис.). В этом случае касательные напряжения

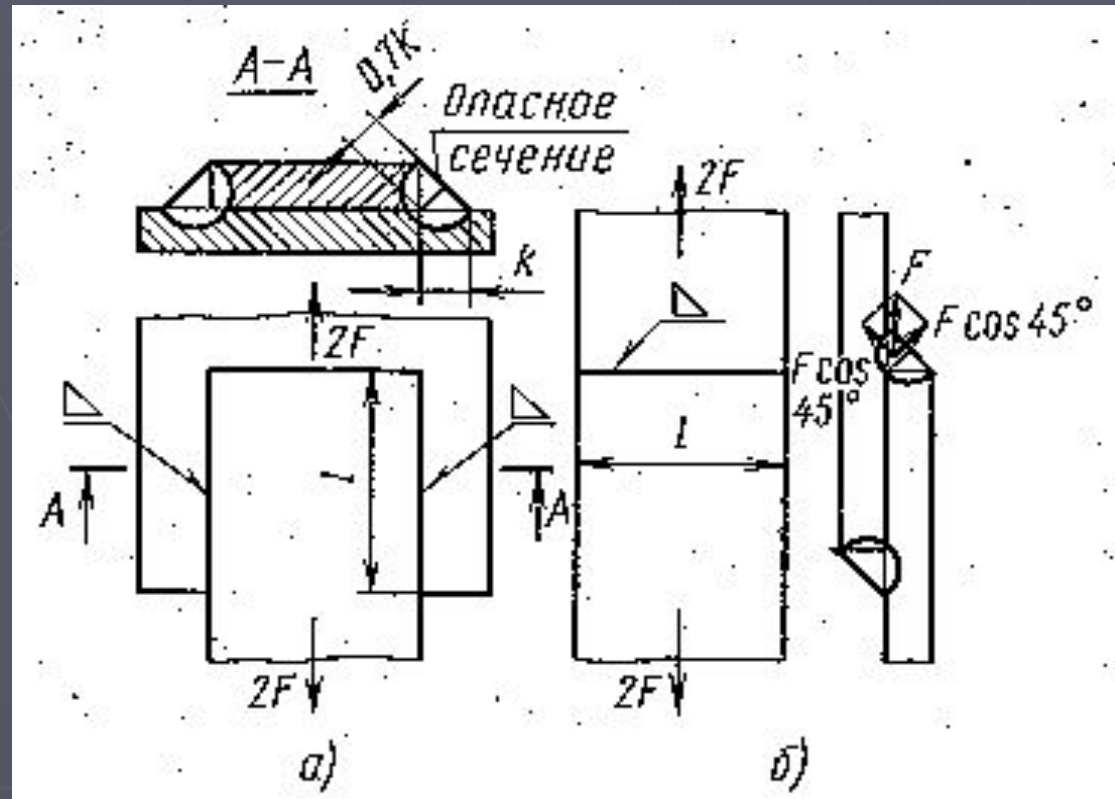
l_{ϕ} - длина флангового шва.

$l_{\text{л}}$ - длина лобового шва.

k - высота катета шва.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{0.7 \cdot k \cdot \sum l} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

$$\sum l = 2l_{\phi} + l_{\text{л}}$$



$$[\tau]' = (0,5 \dots 0,65) \cdot [\tau]_P$$

- допускаемые касательные напряжения для металла шва.

Паяные соединения.

Определение:

Паяные соединения - соединения, образованные за счет химического или физического (адгезия, растворение, образование эвтектик) взаимодействия расплавленного материала - припоя с соединяемыми кромками деталей.

Отличием пайки является отсутствие оплавления соединяемых поверхностей.

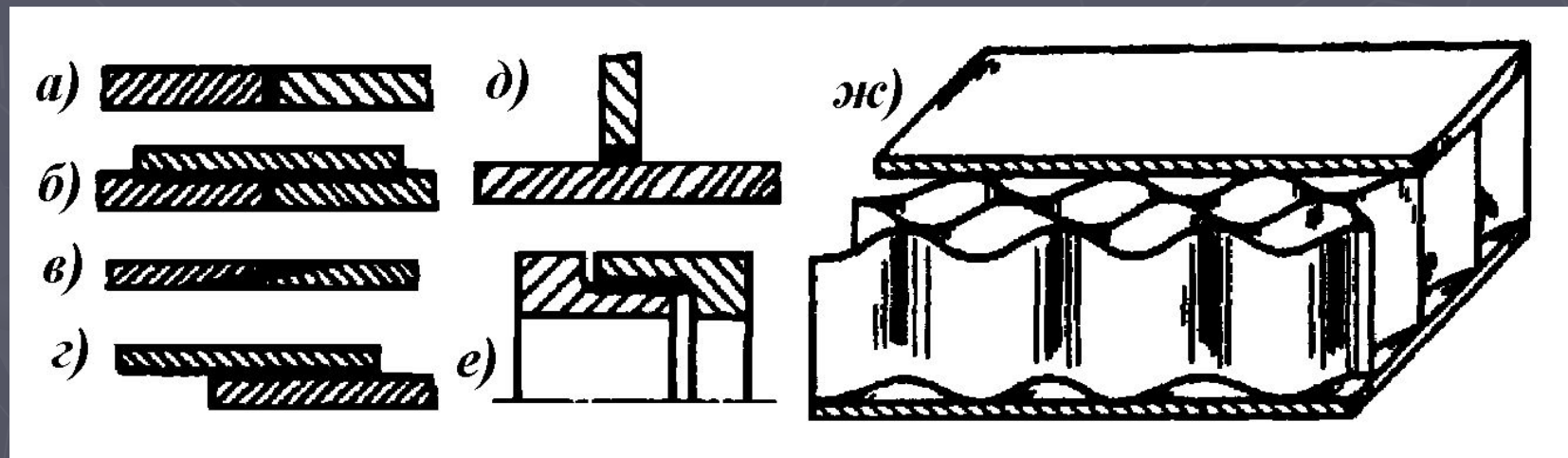


Рис. 12.9. Некоторые типы паяных соединений: а) – встык; б) – встык с накладкой; в) – в косой стык; г) – внахлестку; д) – втавр; е) – телескопическое; ж) – сотовая конструкция.

Достоинства и недостатки паяных соединений

Достоинства паяных соединений:

- 1) возможность соединения разнородных материалов;
- 2) возможность соединения тонкостенных деталей;
- 3) возможность получения соединения в труднодоступных местах;
- 4) коррозионная стойкость;
- 5) малая концентрация напряжений вследствие пластичности припоя;
- 6) герметичность паяного шва.

Недостатки паяных соединений:

- 1) пониженная прочность шва в сравнении с основным металлом;
- 2) требования высокой точности обработки поверхностей, сборки и фиксации деталей под пайку.

Клеевые соединения

Определение

Клеевые соединения – соединения, образованные под действием адгезионных сил, возникающих при затвердевании или полимеризации клеевого слоя, наносимого на соединяемые поверхности.

Клеи не являются металлами.

Конструкционные клеи, склейка которыми способна выдерживать после затвердевания клея нагрузку на отрыв и сдвиг (клеи БФ, эпоксидные, циакрин и др.).

Неконструкционные клеи – соединения с применением которых не способны длительное время выдерживать нагрузки (клеи 88Н, иногда резиновый и др.).

Большинство клеев требует выдержки клеевого соединения под нагрузкой до образования схватывания и последующей досушки в свободном состоянии. Некоторые клеи требуют нагрева для выпаривания растворителя и последующей полимеризации.

Клеевые соединения часто применяют в качестве контрольных для резьбовых соединений. Как правило, клеевые соединения лучше работают на сдвиг, чем на отрыв.

Расчет паянных и клеевых соединений ведется на сдвиг или на отрыв - в зависимости от их конструкции.

5.3 Разъемные соединения

5.3.1 Классификация крепёжных изделий и их элементов.

Терминология

Простейшая классификация крепёжных изделий может проводиться по нескольким направлениям: резьбовые и без резьбы, стержневые и с функциональным отверстием, изделия типа болт с невыпадающей шайбой относят к комбинированным и т.д.

Привод - конструктивный элемент крепёжной детали, служащий для передачи крутящего момента;

Болт – резьбовая крепёжная деталь с головкой и наружным приводом или конструктивным элементом головки, удерживающим болт от поворота (квадратный подголовок, ус и другие);

Винт – резьбовая крепёжная деталь с приводом, расположенным внутри головки или стержня. Стержневые крепёжные детали состоят из нескольких составных частей.

Многофункциональность – характеристика современного крепежа.

Прогрессивными называют крепёжные изделия, обладающие дополнительными функциональными свойствами, например, они могут стопориться без дополнительных деталей, сверлить себе отверстие и т.д.

5.3.2 Резьбовые соединения

- ▶ **Резьбовые соединения** - разъемные, собираемые с помощью резьбовых крепежных деталей.
- ▶ **Резьба** – поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности или совокупность чередующихся выступов и впадин определённого профиля, расположенных по винтовой линии на поверхности тела вращения (обычно цилиндра или конуса).
- ▶ Применяется
 - для устранения возможности перемещения соединяемых деталей;
 - для удержания деталей на определенном расстоянии друг от друга;
 - для обеспечения плотности стыка соединяемых деталей;
 - для осуществления поступательного движения (пресса, домкраты, ходовые винты);
 - для получения точных относительных перемещений.

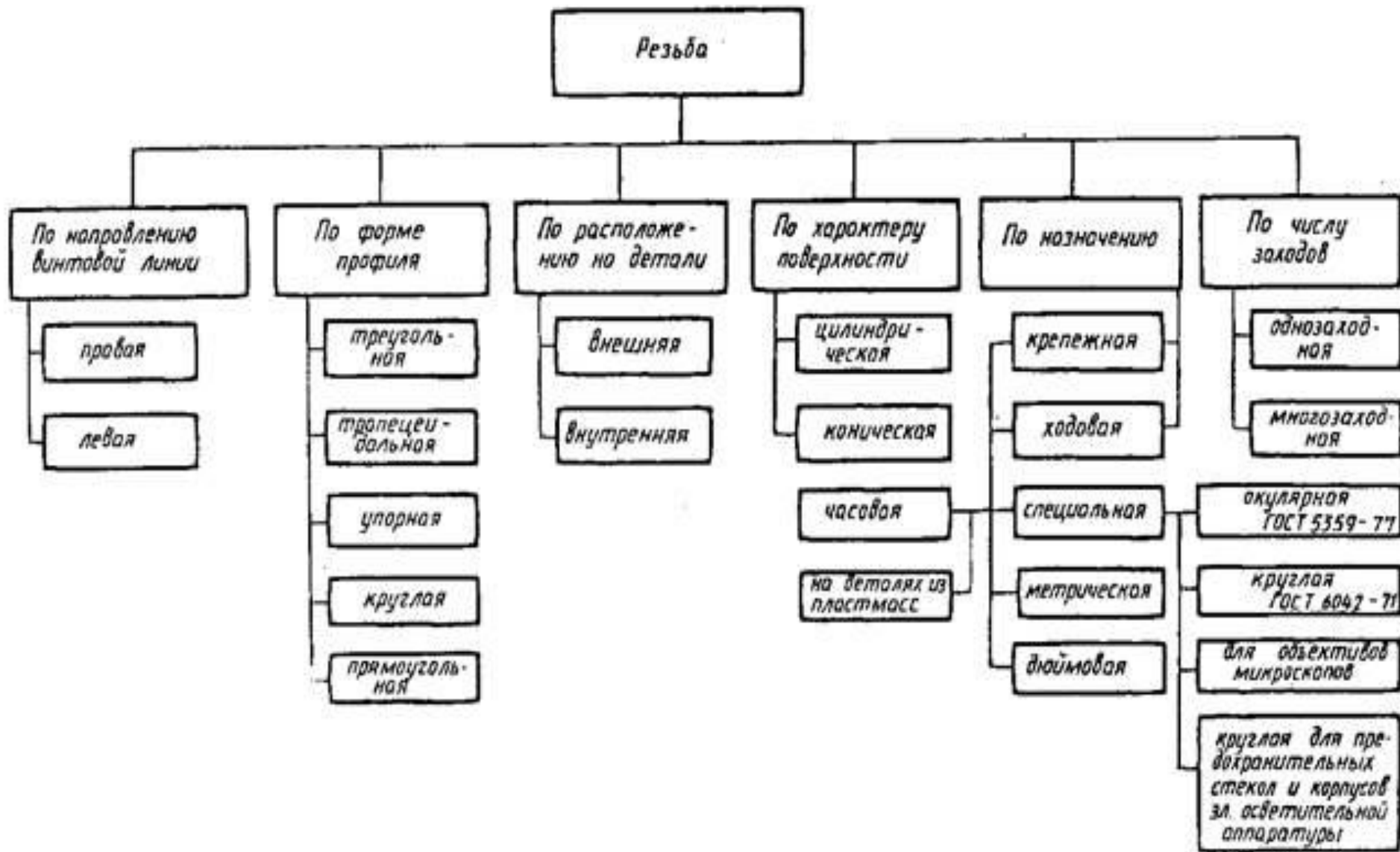
Достоинства резьбовых соединений:

- 1) возможность создания больших осевых нагрузок при малых усилиях на инструменте;
- 2) возможность фиксации в затянутом состоянии (самоторможение);
- 3) удобство сборки и разборки с применением стандартных инструментов;
- 4) простота конструкции и возможность точного изготовления;
- 5) наличие широкой номенклатуры стандартных крепёжных изделий (винты, болты гайки);
- 6) низкая стоимость крепёжных изделий благодаря массовости и высокой степени автоматизации производства;
- 7) малые габариты в сравнении с соединяемыми деталями.

Недостатки резьбовых соединений:

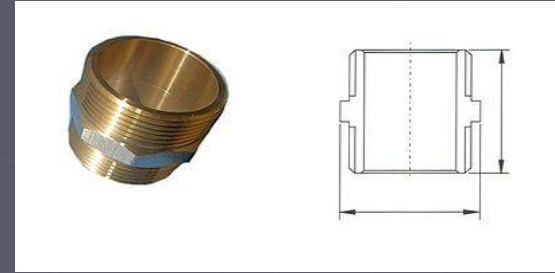
- 1) высокая концентрация напряжений в дне резьбовой канавки;
- 2) значительные энергопотери в подвижных резьбовых соединениях (низкий КПД);
- 3) большая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы;
- 4) склонность к самоотвинчиванию при знакопеременных нагрузках;
- 5) ослабление соединения и быстрый износ резьбы при частых сборках и разборках.

Рис.5.10 – Классификация резьб



Классификация резьб:

- 1) **по эксплуатационному назначению** – *крепежная, крепежно-уплотняющая, ходовая (для преобразования движения), специальная (например, ниппельная);*



- 2) **по форме поверхности**, несущей резьбу – *цилиндрическая и коническая;*
- 3) **по форме профиля** резьбы в поперечном сечении нарезки (рис. 13.2) – *треугольная, трапецеидальная, упорная, прямоугольная, круглая;*
- 4) **по расположению** – *наружная и внутренняя;*
- 5) **по величине шага** нарезки – *нормальная (с крупным шагом нарезки) и мелкая (с уменьшенным шагом нарезки);*
- 6) **по направлению** нарезки – *правая (применяется чаще) и левая;*
- 7) **по числу заходов** (по количеству параллельных гребешков движущихся вдоль одной и той же винтовой линии) – *одно-, двух-, трёх-, и т.д., многозаходная;*
- 8) **по исходной метрической системе** – *метрическая и дюймовая.*

Основы образования резьбы

- ▶ В основе образования резьбы лежит принцип получения винтовой линии. **Винтовая линия** – это пространственная кривая, которая может быть образована точкой, совершающей движение по образующей какой-либо поверхности вращения, при этом сама образующая совершает вращательное движение вокруг оси.
- ▶ Если в качестве поверхности принять цилиндр, то полученная на его поверхности траектория движения точки называется **цилиндрической винтовой линией**. Если движение точки по образующей и вращение образующей вокруг оси равномерны, то винтовая цилиндрическая линия является линией постоянного шага. На развертке боковой поверхности цилиндра (рис.5.10) такая винтовая линия преобразуется в прямую линию.

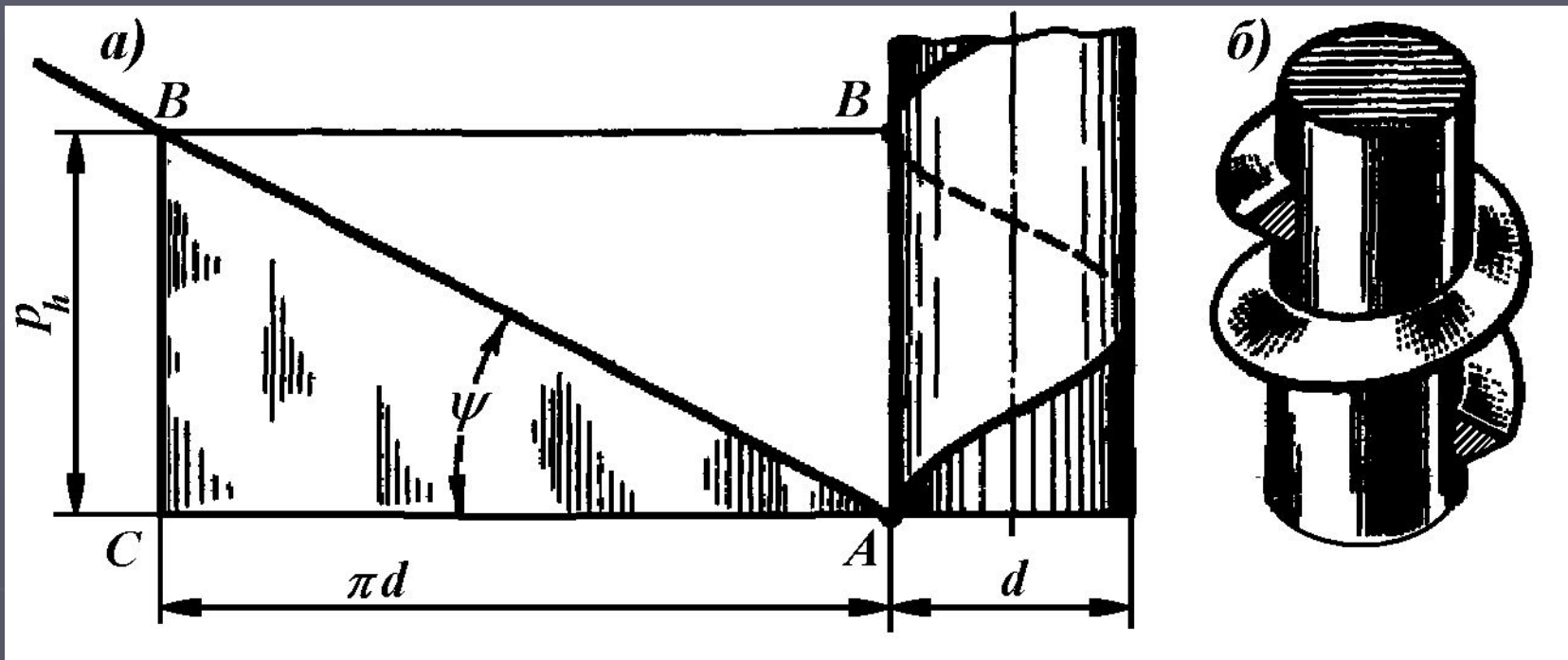


Рис. 5.10. Образование винтовой линии (а) и треугольной резьбы (б).

d – диаметр несущего цилиндра (наружный диаметр резьбы);

p_h – ход винтовой линии;

ψ – угол подъёма винтовой линии.

➤ Если на поверхности цилиндра или конуса прорезать канавку по винтовой линии, то режущая кромка резца образует винтовую поверхность, характер которой зависит от формы режущей кромки. Образование винтового выступа можно представить как движение треугольника, трапеции, квадрата по поверхности цилиндра или конуса так, чтобы все точки фигуры перемещались по винтовой линии (рис. 5.11).

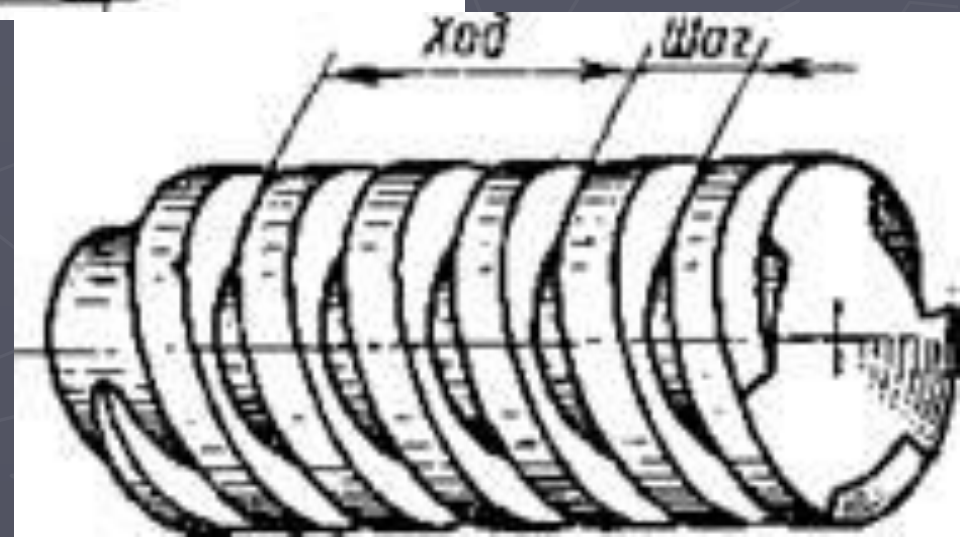
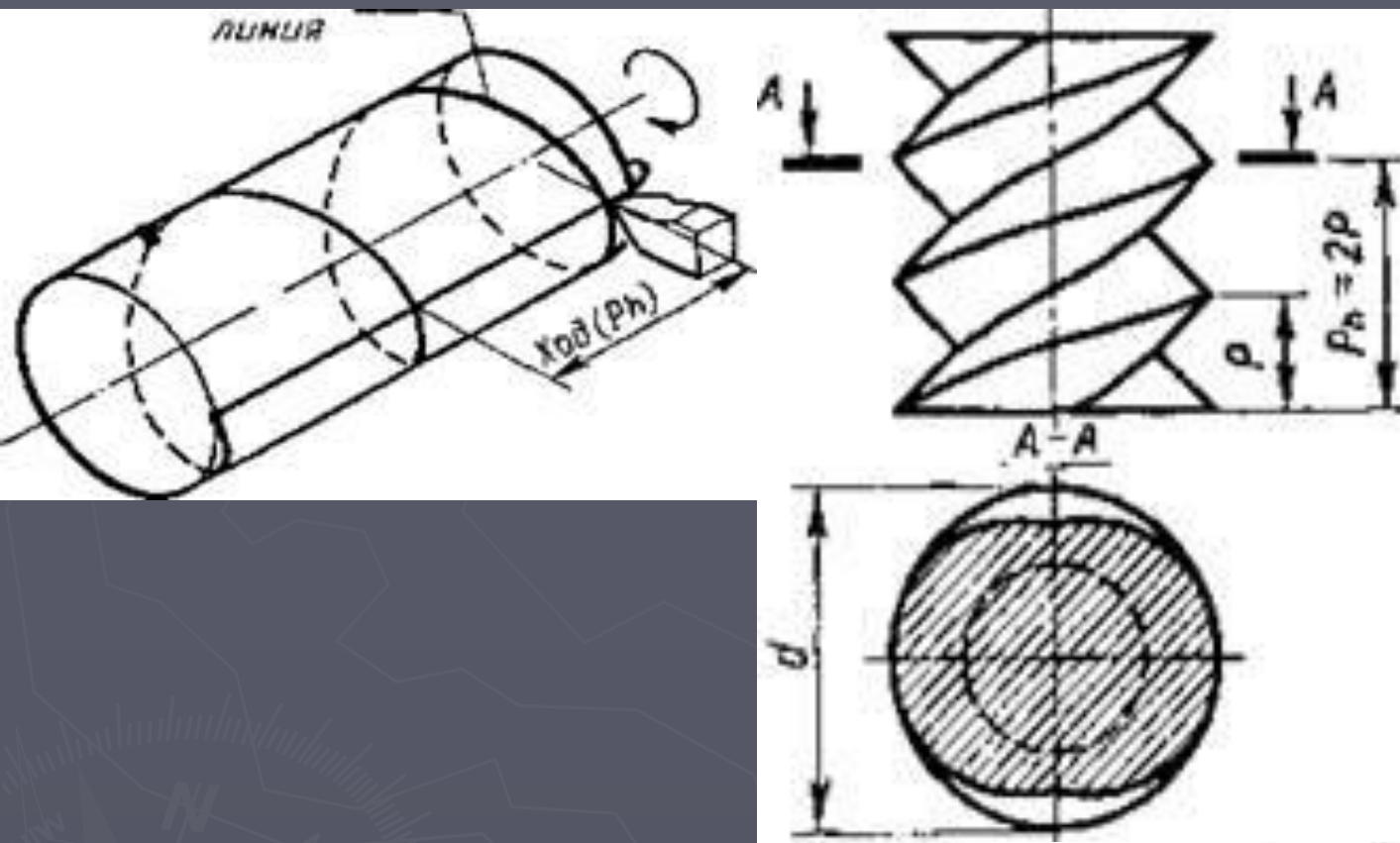
➤ **Цилиндрическая резьба** – резьба, образованная на цилиндрической поверхности.

➤ **Коническая резьба** – резьба, образованная на конической поверхности.

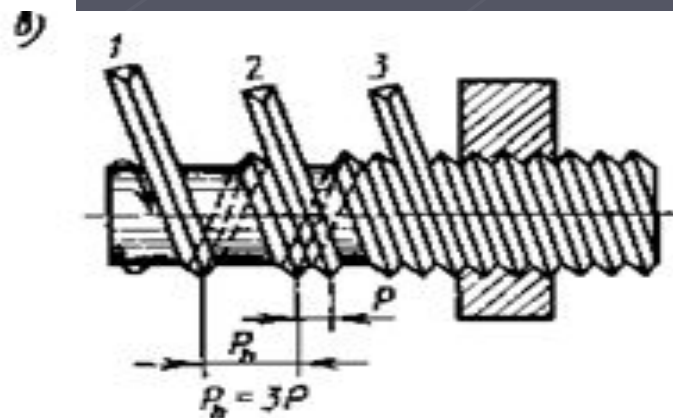
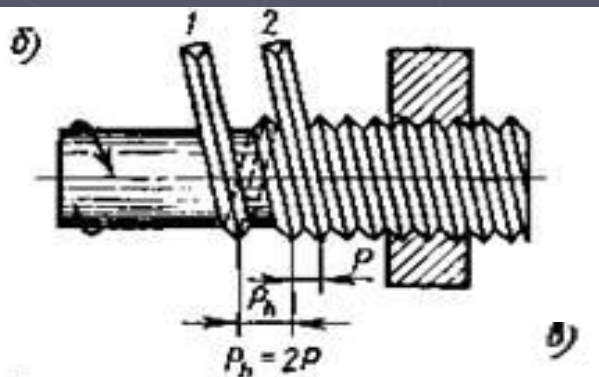
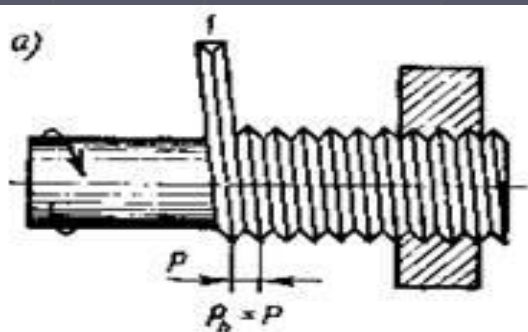
➤ **Правая резьба** – резьба, образованная контуром, вращающимся по часовой стрелке и перемещающимся вдоль оси в направлении от наблюдателя.

➤ **Левая резьба** – резьба, образованная контуром, вращающимся против часовой стрелке и перемещающимся вдоль оси в направлении от наблюдателя.

Рис. 5.11

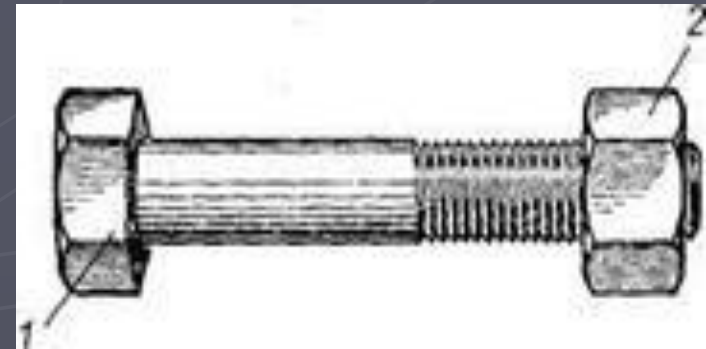


Для однозаходной резьбы (рис. 5.12,а) величина хода винта P_h равна шагу P . Для двух- (рис. 5.12,б) и трехзаходных (рис. 5.12,в) винтов, когда осуществляется одновременная навивка соответственно двух и трех проволок указанного сечения, величина хода соответственно равняется $2P$ – для двухзаходного винта и $3P$ – для трехзаходного.



Классификация резьбовых соединений

- ▶ **Резьбовое соединение** – соединение деталей с помощью резьбы, обеспечивающее их относительную неподвижность или заданное перемещение одной детали относительно другой. Конструктивно резьбовые соединения очень разнообразны, но все могут быть отнесены к одному из следующих двух типов:
 - ▶ - резьбовые соединения, осуществляемые непосредственным свинчиванием соединяемых деталей, без использования специальных соединительных деталей;
 - ▶ - резьбовые соединения, осуществляемые при помощи специальных соединительных деталей: болтов, винтов и шпилек с гайками и шайбами.
- ▶ На рис. 5.13 деталь 1 — резьба цилиндрическая, наружная; деталь 2 — резьба цилиндрическая внутренняя.
- ▶ **Наружная резьба** – резьба, образованная на наружной, охватываемой поверхности, которая носит название болт или винт.
- ▶ **Внутренняя резьба** – резьба, образованная на внутренней, охватываемой поверхности, которая носит название **гайка**.



Геометрические параметры резьбы.

- ▶ d - **номинальный диаметр резьбы** (наружный диаметр болта или винта), этот диаметр входит в обозначение резьбы и во всех документах указывается в миллиметрах, например, М5, М8, М24 (буква М указывает, что резьба метрическая);
- ▶ d_1 – **внутренний диаметр резьбы гайки** – диаметр цилиндра, касающегося вершин гребней резьбы в гайке (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров);
- ▶ d_3 – **внутренний диаметр резьбы винта** – диаметр цилиндра, касающегося дна впадин между гребнями резьбы;
- ▶ d_2 – **средний диаметр резьбы** – диаметр цилиндра, на котором толщина выступов резьбы равна ширине впадин между ними;
- ▶ p – **шаг резьбы** – расстояние между одноимёнными точками двух соседних гребней резьбы;
- ▶ p_h – **ход резьбы** – расстояние между одноимёнными точками двух соседних гребней резьбы, принадлежащих одному гребню нарезки;
- ▶ α – **угол профиля резьбы** - угол между ее смежными боковыми сторонами в плоскости осевого сечения;
- ▶ ψ – **угол подъёма резьбы** - угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру.

Резьба метрическая

Основные геометрические параметры метрической резьбы :

d – номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр болта или винта) обозначается буквой **M** и цифрой, равной d в мм, например, **M5**, **M8**, **M24**;

d_1 – внутренний диаметр резьбы гайки;

d_3 – внутренний диаметр резьбы винта;

d_2 – средний диаметр резьбы;

p – шаг резьбы – расстояние между соседними гребнями резьбы;

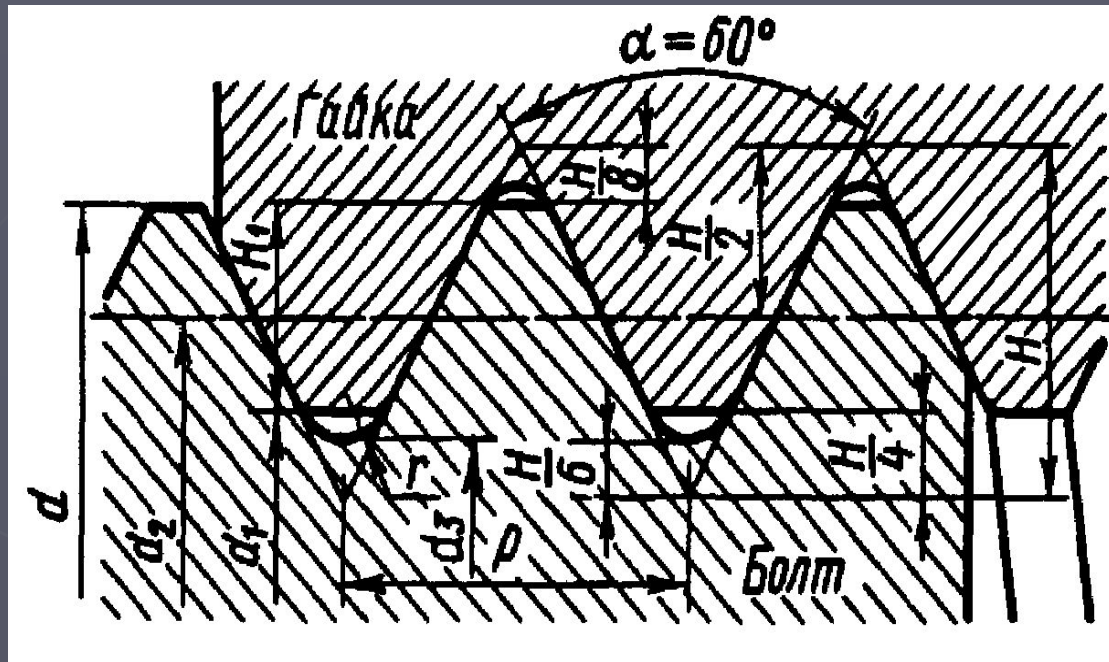
p_h – ход резьбы – расстояние между соседними гребнями резьбы, принадлежащими одному гребню нарезки;

α – угол профиля резьбы;

ψ – угол подъёма резьбы.

Для нормальных (с крупными шагами) метрических резьб, имеющих диаметр в интервале 2...68 мм, внутренний диаметр можно вычислить по эмпирической формуле:

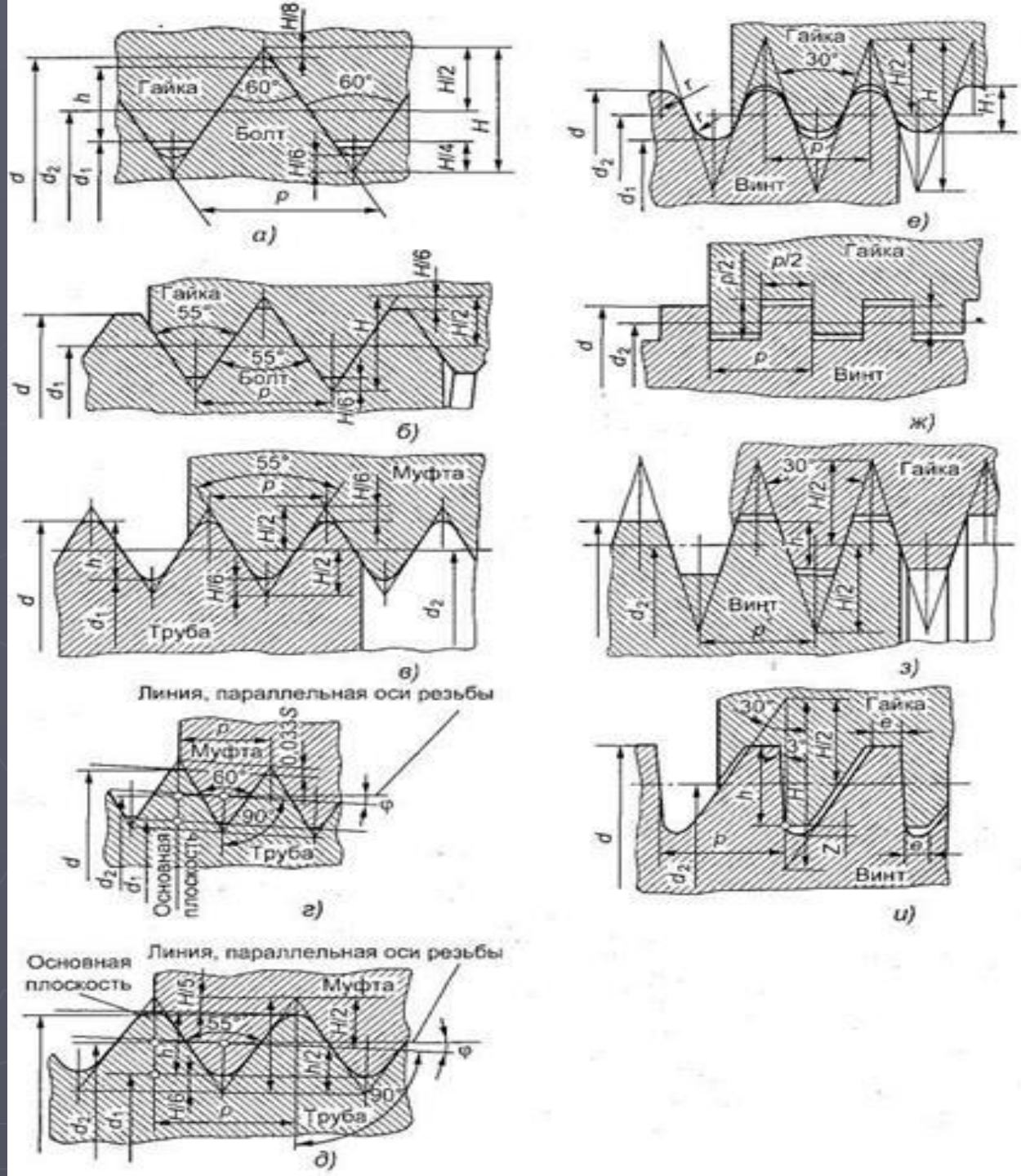
$$d_1 \approx 0,77 \cdot d^{1,04}$$



- **Ось резьбы** – прямая, относительно которой происходит винтовое движение плоского контура, образующего резьбу.
- **Боковые стороны профиля** – прямолинейные участки профиля, принадлежащие винтовым поверхностям.
- **Вершина профиля** – участок профиля, соединяющий боковые стороны выступа.
- **Впадина профиля** – участок профиля, соединяющий боковые стороны канавки.
- **Углы наклона сторон профиля** β и γ – угол между боковыми сторонами профиля и перпендикуляром к оси резьбы. Для резьб с симметричным профилем углы наклона сторон равны половине угла профиля $\alpha/2$.
- **Рабочая высота профиля** H – высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьб в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.
- **Сбег резьбы** – участок неполного профиля в зоне перехода резьбы к гладкой части.
- **Длина резьбы** – длина участка поверхности, на которой образована резьба, включая сбег резьбы и фаску.
- **Длина резьбы с полным профилем** – длина участка на котором резьба имеет полный профиль.
- **Длина свинчивания** – длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьб в осевом направлении.

Рис. 5.14 - Профили резьб:

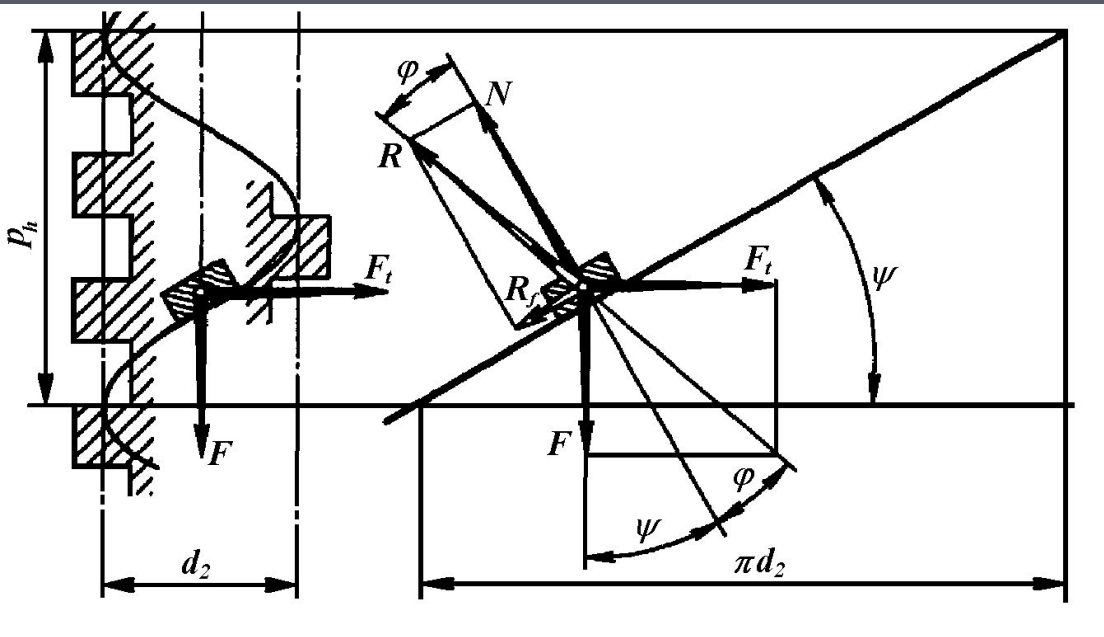
- а - метрическая;
- б - дюймовая;
- в - трубная цилиндрическая;
- г - метрическая коническая;
- д - трубная коническая;
- е - круглая;
- ж - прямоугольная;
- з - трапецеидальная;
- и - упорная



Силы в РС

Рассмотрим силы, действующие при завинчивании гайки. Для этого развернем винтовую линию болта. Необходимо преодолеть 2 силы: осевую силу F (полезная, обеспечивающая соединение деталей) и силу трения в витках R_t .

F_t - окружная сила. N - сила реакции детали.



Скорость движения гайки вверх при вращении винта по часовой стрелке с угловой скоростью ω_1 :

$$v_H = \omega_1 \cdot d_2 / (2 \cdot \cos \psi).$$

Сила трения в витках:

$$R_f = f \cdot N = f \cdot \frac{N'}{\cos(\alpha/2)} = f' \cdot N';$$

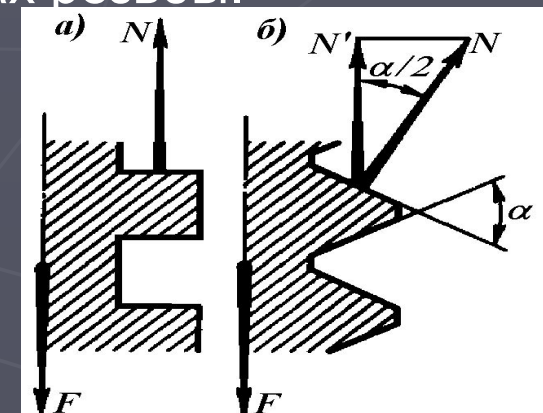
где f - коэффициент трения в витках резьбы.

Рис. Силы в винтовой кинематической паре где ϕ - угол трения в витках резьбы. ψ - угол подъёма резьбы.

Рис. Силы на витках резьбы при $\psi = 0$:

а) прямоугольная резьба;

б) треугольная резьба.



N – составляющая нормального давления между витками гайки и болта в направлении перпендикулярном к линии профиля резьбы.

$$f' = \frac{R_f}{N'} = \frac{f}{\cos(\alpha / 2)}$$

Из рисунка видно:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{R_f}{N'} \rightarrow \operatorname{tg} \varphi = f'$$

Тогда окружная сила на витках винта и осевая сила на витках гайки связаны соотношением:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi);$$

► Тогда момент завинчивания

$$T_{\text{зав}} = F_t \cdot 0.5 \cdot d_2 = 0.5 \cdot d_2 \cdot F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$$

► φ' – приведенный угол трения. $\varphi' = \arcsin f'$

► КПД – отношение полезной работы на винте к затраченной работе на гайке при повороте винта на угол

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{зат}}} = \frac{Fh}{T_{\text{зат}} \beta}$$

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{зат}}} = \frac{Fh}{T_{\text{зат}} \beta}$$

h – осевое перемещение винта. $h = l' \operatorname{tg} \psi$.

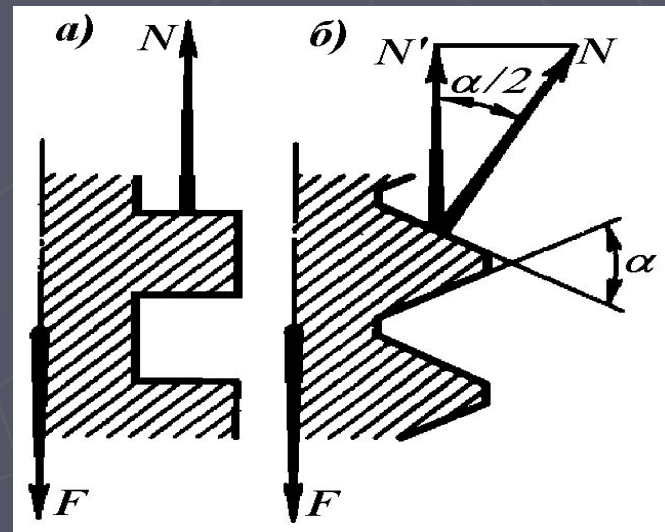
L – развертка части окружности винтовой линии на диаметре d_2 , с центральным углом β .

Приведённый коэффициент трения для треугольной резьбы:

$$f' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)};$$

А приведённый угол трения:

$$\varphi' = \operatorname{arctg}(f')$$



Из представленных соотношений видно, что с точки зрения удержания резьбового соединения в затянутом положении наиболее надёжной является метрическая резьба, а с точки зрения уменьшения потерь энергии в подвижных винтовых кинематических парах наилучшей является прямоугольная резьба (см. табл).

Таблица 13.1.

Влияние профильного угла резьбы $\alpha/2$
на величину приведённых коэффициента и угла трения.

Резьба		$\alpha/2$, град.	Приведённые показатели	
			Относительный коэффициент трения f'/f	Приведённый угол трения ϕ' , градус., при фактическом $\phi =$ 6°
Прямоугольная		0,0	1,000	6,00
Метрическая		30,0	1,155	6,92
Дюймовая		27,5	1,127	6,76
Трапецеидальная		15,0	1,035	6,21
Упорная,	передняя грань	3,0	1,001	6,006
	задняя грань	30,0	1,155	6,92
Круглая		15,0	1,035	6,21

КПД винтовой пары тогда запишем:

При ведущем вращательном движении

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}$$

При ведущем поступательном движении

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \varphi')}{\operatorname{tg} \psi}$$

Вывод:

Если угол подъема винтовой линии резьбы $\psi \leq \varphi'$ приведенного угла трения, преобразование поступательного движения во вращательное невозможно.

Затяжка резьбовых соединений

- ▶ Надежность соединений зависит от технического уровня конструкции в целом, качества крепежных деталей, условий сборки, длительного сохранения необходимого усилия предварительной затяжки в период эксплуатации.
- ▶ **Существует несколько способов затяжки резьбовых соединений:** затяжка до определенного момента, затяжка до определенного угла, затяжка до предела упругости и другие.
- ▶ Наиболее распространена затяжка соединений до определенного вращающего момента затяжки (далее – момента затяжки, $M_{кр}$, Нм), который обычно указывается в чертежах или технологии сборки.
- ▶ Класс 1-й (особо ответственные соединения) $M_{кр} \pm 5\%$ и класс 2-й (ответственные) $M_{кр} +5...-15\%$ имеют объём контроля затяжки 100%.
- ▶ Класс 3-й (общего назначения) $M_{кр} +5...-35\%$ и класс 4-й (малоответственные соединения) $M_{кр} +5...-65\%$ контролируют периодически согласно техдокументации.

- ▶ **Основные силовые параметры резьбовых соединений:**
- ▶ минимальная разрушающая P_p , Н
- ▶ пробная нагрузка N , Н.
- ▶ Усилие предварительной затяжки Q , Н (далее – усилие затяжки), на которое производится затяжка резьбового соединения, обычно принимается в пределах 75...80% , в отдельных случаях и 90%, от пробной нагрузки.

- Номинальный крутящий момент рассчитывается по формуле
- $$M_{кр} = 0,001Q \cdot [0,16P + \mu_p \cdot 0,58d_2 + \mu_T \cdot 0,25(d_T + d_0)],$$
- где μ_p – коэффициент трения в резьбе;
- μ_T - коэффициент трения на опорном торце;
- d_T – диаметр опорной поверхности головки болта или гайки, мм;
- d_0 – диаметр отверстия под крепежную деталь, мм;
- P – шаг резьбы, мм;
- d_2 – средний диаметр резьбы, мм.
- Наибольшее влияние на затяжку соединений оказывают условия контактного трения в резьбе и на опорной поверхности, зависящие от состояния контактных поверхностей, вида покрытия, наличия смазочного материала, отклонение от перпендикулярности опорного торца и оси резьбы, скорости завинчивания и др.

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой

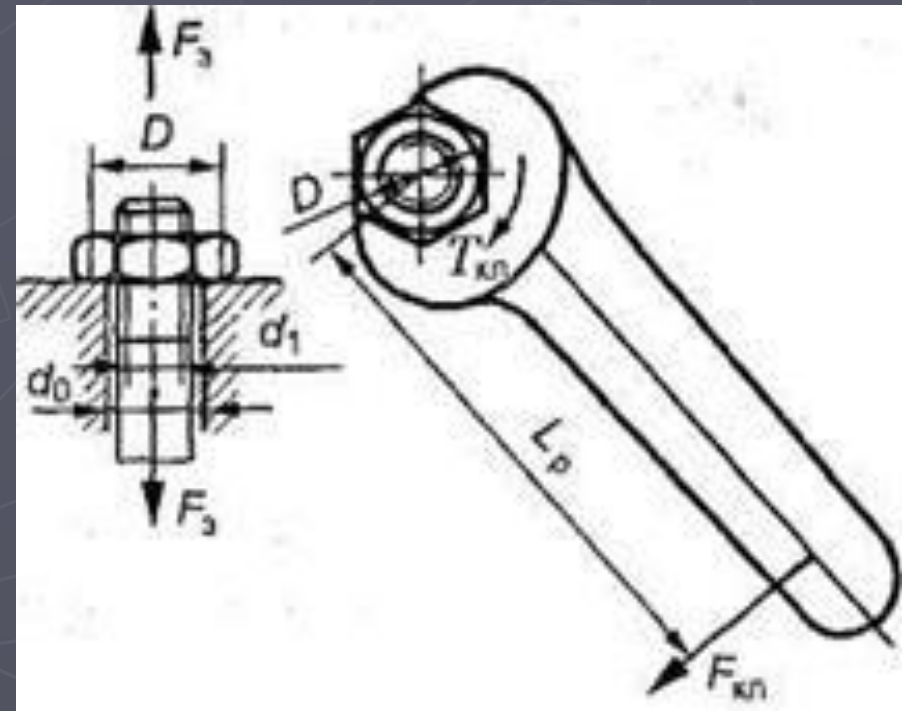
➤ Подавляющее большинство резьбовых соединений с предварительной затяжкой. Затяжка создается при сборке с целью, чтобы после приложения рабочей нагрузки не происходило раскрытия стыка или сдвига соединяемых деталей.

➤ При завинчивании гайки (рис. 5.15) к ключу прикладывают вращающий момент

$$T_{\text{кл}} = F_{\text{кл}} \cdot L_p \quad (1)$$

➤ Где $F_{\text{кл}}$ — усилие на конце ключа;

➤ L_p — расчетная длина ручки ключа.



▶ Момент движущих сил равен сумме моментов сил сопротивления, т. е.

$$\text{▶ } T_{\text{кл}} = T + T_{\text{т}} \quad (2)$$

▶ где T — момент в резьбе; $T_{\text{т}}$ — момент сил трения на опорном торце гайки. Момент в резьбе определяют по формуле

▶ где F_3 — сила затяжки болта (осевая сила, растягивающая болт); Ψ — угол подъема винтовой линии; d_2 — средний диаметр резьбы; φ' — приведенный (с учетом влияния угла профиля α) угол трения в резьбе: $\varphi' = \varphi / \cos(\alpha / 2)$, φ — угол трения материалов пары винт – гайка.

▶ Момент сил трения на опорной поверхности

$$T_{\text{т}} = \frac{F_3 f D_{\text{тп}}}{2};$$

▶ Здесь $f \approx 0,15$ — коэффициент трения между поверхностью гайки (головки) и детали; D — диаметр захвата гаечного ключа (опорного торца гайки); $d_0 = d_1 + (1 \div 1,5)$ мм — диаметр отверстия в детали под болт.

- ▶ Подставляя полученные выражения T и T_T в формулы (1) и (2) для момента завинчивания, получим момент на ключе

$$T_{\text{квн}} = \frac{F_3 d_2}{2} \cdot \left[\frac{d_{\text{квн}}}{2} \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \right].$$

- ▶ Длина стандартных ключей: $L = 15d$ при $f \approx 0,15$; $F_3 / F_{\text{кл}} = 70 \div 80$, где $F_{\text{кл}}$ – усилие рабочего.

Стопорение резьбовых соединений

Стопорение резьбового соединения – применение любого из приёмов борьбы с самоотвинчиванием резьбовых соединений.

Виды стопорения резьбовых соединений:

1) создание повышенных усилий трения между витками резьбы винта и гайки (пружинные шайбы, гайки с контргайками, предварительно обжатые гайки, гайки с пластмассовой вставкой, свинчивание на краску или клей и т.п.);

2) жёсткая взаимная фиксация свинченных деталей друг относительно друга (шплинты и корончатые гайки, обвязка проволокой, отгибные шайбы с усиками, пружинные кольца с усом, кернение в резьбу, обварка в резьбу и т.п.);

3) фиксация резьбовых деталей относительно скрепляемых деталей (отгибные шайбы на корпус, закрепление головки болта в канавке корпуса или фланца, прихватка к корпусу или фланцу сваркой и т.п.).

Стопорение резьбовых соединений

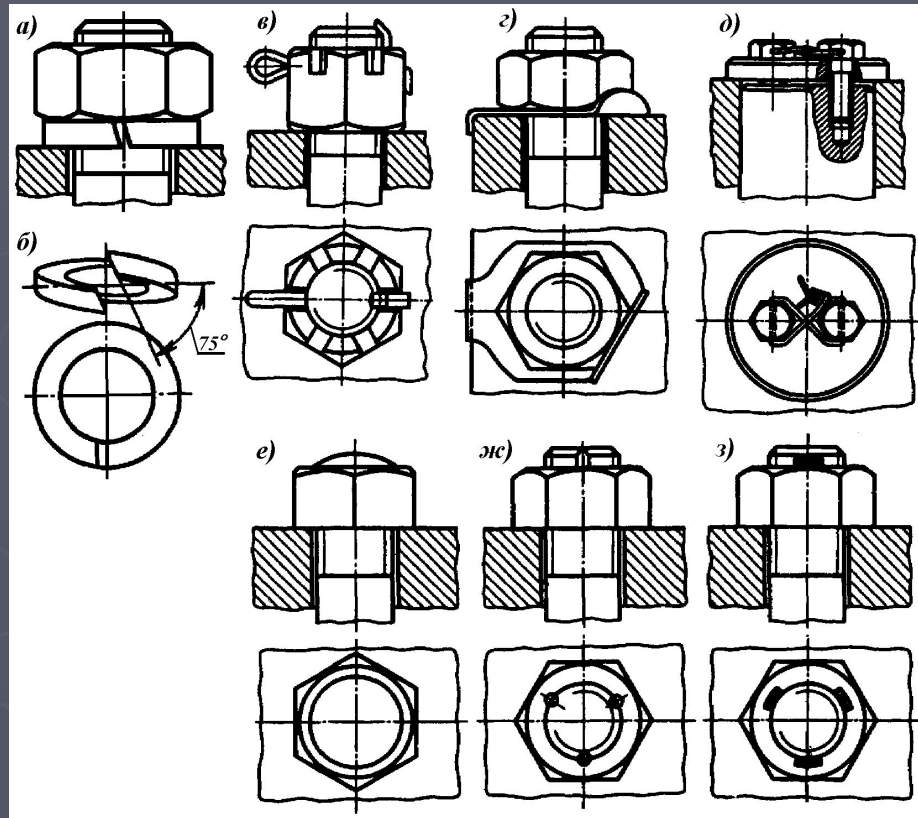


Рис. 13.11. Некоторые способы стопорения резьбовых соединений: а) установкой пружинной шайбы; б) пружинная шайба в свободном состоянии; в) коронная гайка со шплинтом; г) отгибная шайба с усом; д) обвязка болтов проволокой; е) раклёпывание выступающего конца болта; ж) кернение в резьбу; з) прихватка сваркой в резьбу.

Прочностной расчёт РС.

Обозначение прочностных характеристик стальных крепёжных резьбовых деталей стандартизовано и состоит из двух цифр, разделённых точкой (в некоторых документах точка не ставится): первая цифра представляет предел прочности материала $\sigma_{b'}$, выраженный в МПа и поделённый на 100; вторая цифра (стоящая после точки) равна отношению предела текучести σ_t материала к его пределу прочности умноженному на 10. В стандарте представлены **12 классов прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 6.9; 8.8; 10.9; 12.9; 14.9.**

Пример обозначения стандартного болта в спецификации к сборочному чертежу: ***Болт М10-6g×100.58.ГОСТ 7798-70.***

При особых требованиях к материалу в обозначение вводится марка стали, например: ***Болт М10-6g×100.58-4Х13. ГОСТ 7798-70*** (необходима повышенная кислотостойкость болта).

При затяжке резьбового соединения и в процессе его последующей работы в деталях соединения действуют самые **разнообразные напряжения**. Так, например, под действием осевой силы в болтовом соединении сечение тела болта нагружено **растягивающими напряжениями**, в переходной области между телом и головкой возникают **касательные напряжения**, а в витках резьбы **напряжения изгиба, смятия и среза** одновременно. Таким образом, *прочность элементов резьбового соединения является основным критерием работоспособности.* Часто наблюдается **обрыв** тела винта в области первых одного-двух витков резьбы, считая от опорного торца гайки. У соединений с мелкими резьбами возможен срез витков резьбы.

Стандартные болты, винты шпильки, гайки с крупными шагами спроектированы по условиям **равнопрочности**, то есть таким образом, что разрушение по любому из видов напряжений может произойти приметно при одной и той же нагрузке на соединение. Это условие позволяет **предварительный (проектный) расчёт соединения выполнять в упрощенном варианте.**

Расчетные схемы и формулы

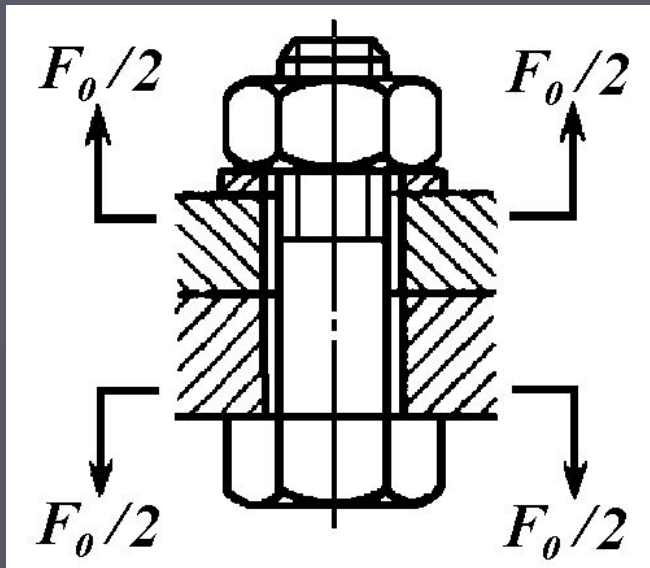


Рис. Болтовое соединение, нагруженное растягивающей силой.

Внутренний диаметр резьбы резьбового стержня по заданному внешнему усилию выбирают по формуле:

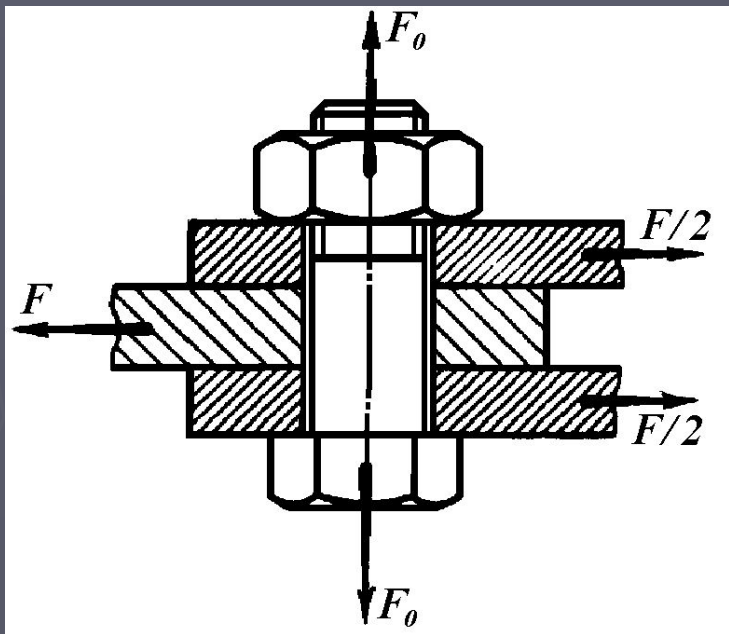
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$$

где

F_0 – усилие воспринимаемое резьбовым соединением,

d_1 – внутренний диаметр резьбовой части стержня,

$[\sigma]_p$ - допускаемые напряжения для материала стержня при растяжении.



Внутренний диаметр резьбы стержня по заданному внешнему усилию выбирают по формуле:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot f \cdot [\sigma]_p}}$$

Рис. Болтовое соединение, нагруженное поперечной силой (детали от взаимного смещения удерживаются силой трения)

Где f – коэффициент трения для контактирующих поверхностей деталей, остальные величины определены выше.

Используя таблицы стандартных резьб по данному внутреннему диаметру и выбранному шагу резьбы можно подобрать необходимый диаметр стержня.

$$d \approx 1,29 \cdot d_1^{0,96}$$

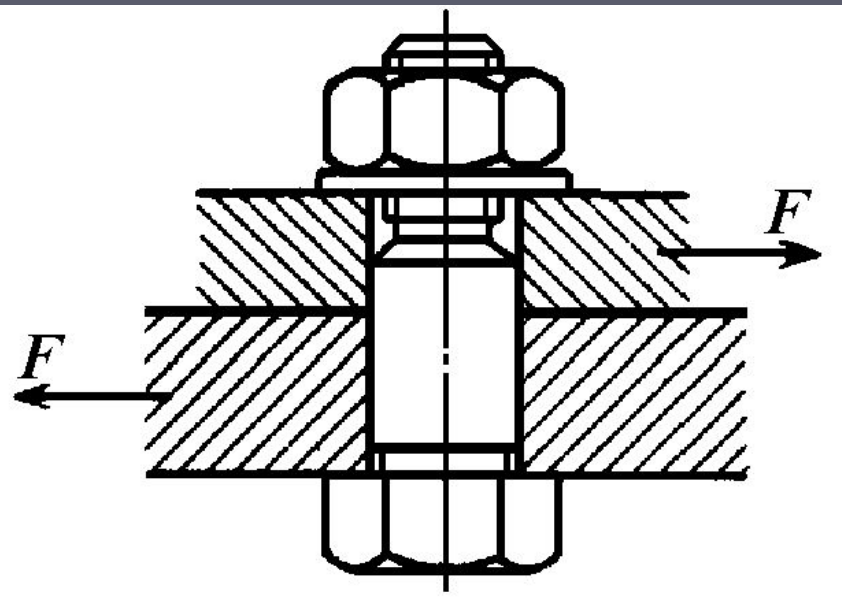


Рис. Соединение деталей призонным болтом, нагруженное поперечной силой.

В этом случае тело болта нагружается перерезывающей силой, и диаметр призонной части болта определяется из расчёта на срез:

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot z \cdot [\tau]}}$$

где z – число плоскостей среза; $[\tau] \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$ – допускаемые напряжения материала болта на срез. За диаметр резьбовой части болта принимают ближайший стандартный диаметр резьбы, меньший диаметра цилиндрической части.

Более сложными расчетными схемами резьбовых соединений являются статически неопределимые схемы. В таких схемах долю нагрузки, приходящейся на каждый болт (винт, шпильку), определить непосредственно из уравнений статики (уравнений равновесия) не представляется возможным. Расчёт таких резьбовых соединений выполняется с учётом дополнительных условий, наиболее часто таким дополнительным условием является условие совместности деформаций, учитывающее как деформацию резьбовых деталей соединения, так и деформацию соединяемых деталей. Наиболее часто встречающимися задачами такого рода можно считать задачи:

- 1) расчет группового соединения, воспринимающего моментную нагрузку;
- 2) проверка способности соединения воспринимать переменную нагрузку;
- 3) проверка соединения на нераскрытие стыка;
- 4) проверка соединения на восприятие температурной нагрузки.

5.3.3 Шпоночные соединения

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

- **Шпоночные соединения** – служат для закрепления деталей (зубчатых колёс, звёздочек, муфт...) на валах.
- Передают крутящий момент с втулки на вал или наоборот. Шпоночные соединения отличаются относительной простотой изготовления и монтажа.
- **Геометрические параметры шпоночного соединения.**
- Значения b, h, t_1, t_2 - назначают по таблицам ГОСТ в зависимости от диаметра вала d .
- Материалы для шпонок – Сталь-45, Сталь-40Х

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;

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.

Соединение призматической шпонкой

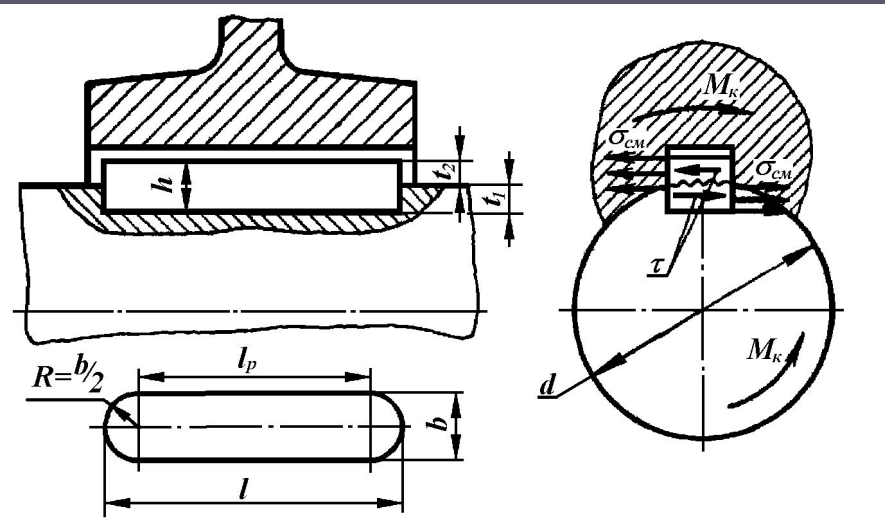


Рис. 5.16
Неподвижное
соединение
призматической
шпонкой.

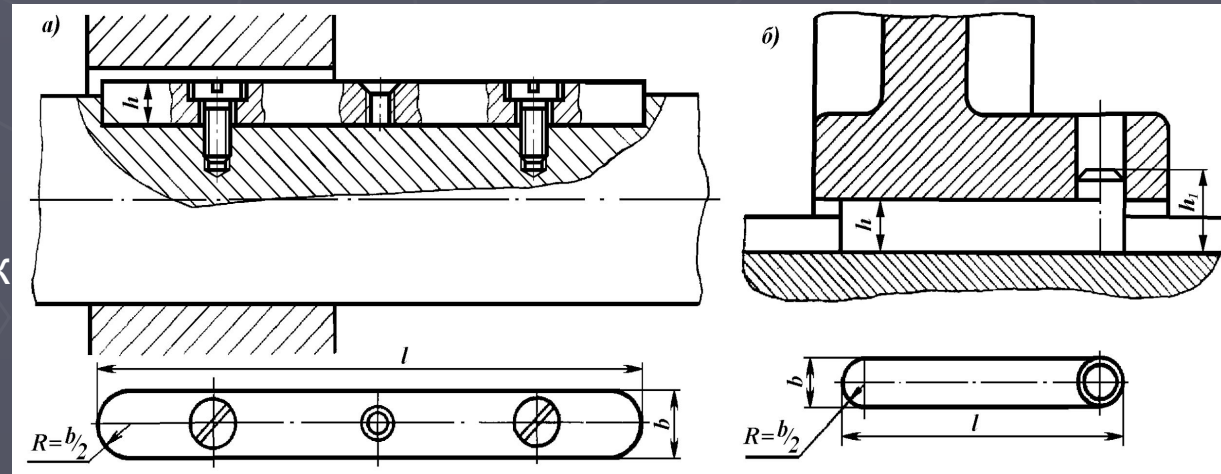
Виды призматических шпонок
закладные (рис. 5.16);
направляющие (рис. 5.17а);
скользящие (рис. 5.17б).

Материал шпонок:

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

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

Рис. 5.17. 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 $h/b = 1:1 \dots 1:2$;

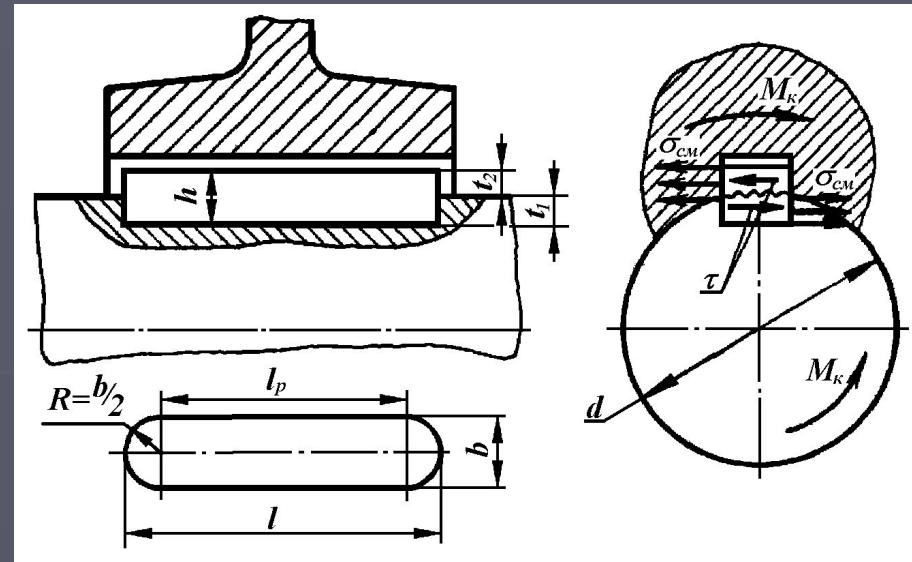
глубина шпоночного паза на валу $t_1 = 0,6 \cdot h$;

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: $b - D10$, $Js9$, $P9$.



Проверочный расчёт шпоночного соединения.

$$\sigma_{CM} = \frac{F_t}{A_{CM}}$$

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

$$[\sigma_{CM}] = 100 \dots 200 \text{ МПа}$$

$$F = \frac{2M}{d}, A_{CM} = l_p \cdot \frac{h}{2}$$

- площадь смятия.

$$l_p = l - b$$

- расчётная длина шпонки

$$\sigma_{CM} = \frac{2T}{(l - b) \cdot d \cdot \frac{h}{2}} \leq [\sigma_{CM}]$$

Если вал и втулка закалены до высокой твёрдости, то шпонку проверяют на срез:

$$\tau_{CP} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{CP}]$$

сегментные шпонки

стандартизованы

Достоинства:

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

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:

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

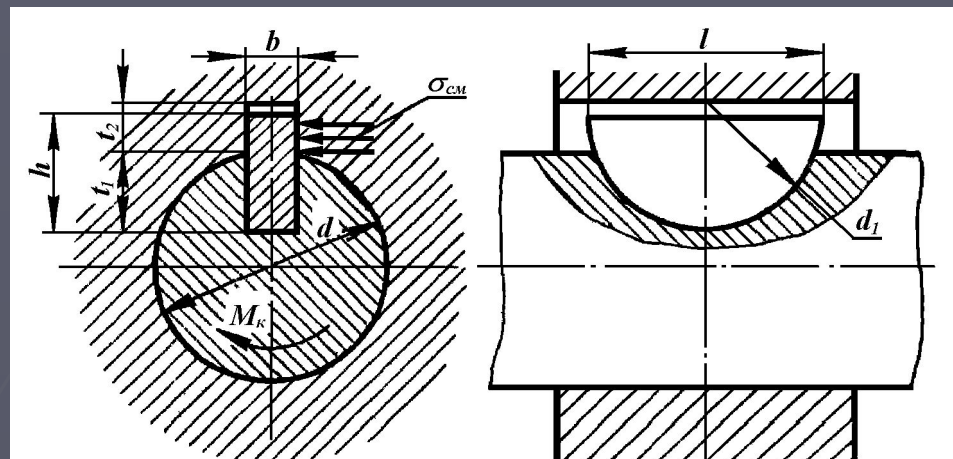


Рис. 14.3. Соединение сегментной Шпонкой

Цилиндрические шпонки

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

Подбор диаметра шпонки производят по напряжениям смятия:

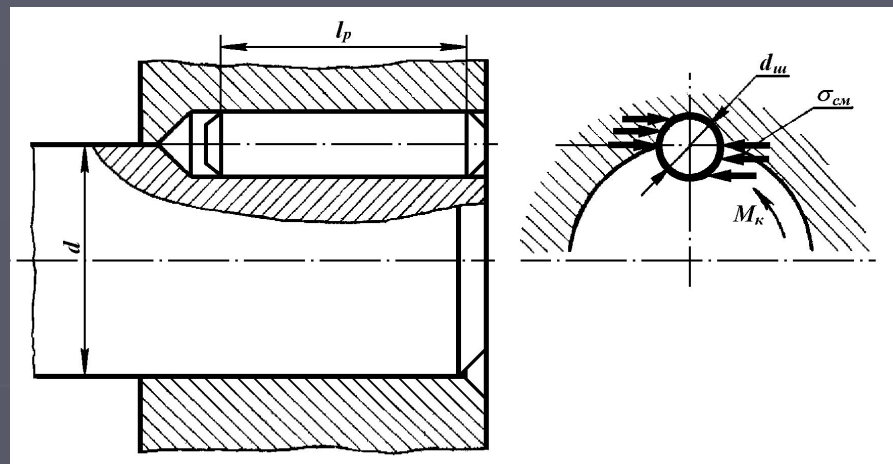


Рис. 14.4. Соединение цилиндрической шпонкой.

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

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

Тангенциальная шпонка

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

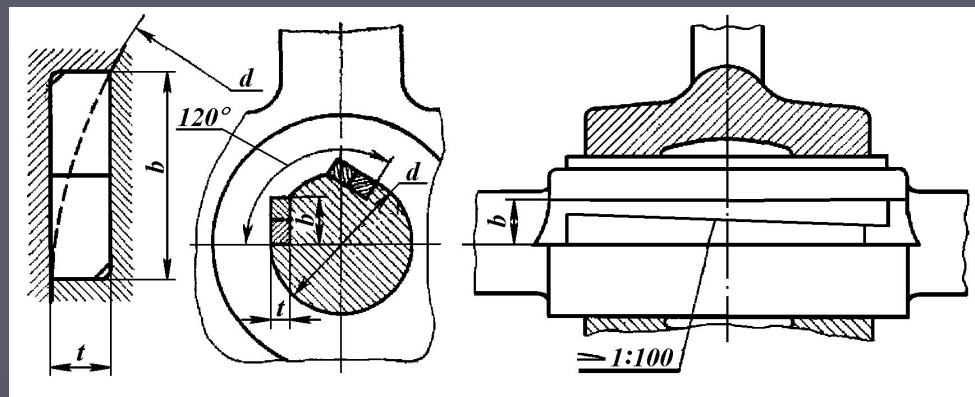


Рис. 14.5. Соединение тангенциальной шпонкой.

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

Достоинства тангенциальных шпонок:

материал тангенциальной шпонки работает на сжатие^[1];

более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

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

[1] 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.

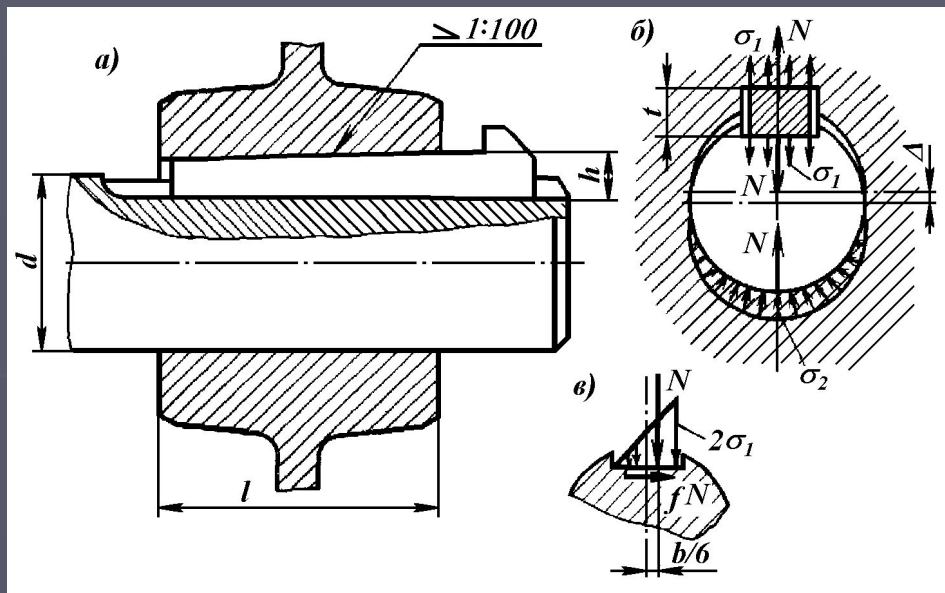


Рис. 14.6. Соединение клиновой шпонкой:

- 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 допустимых напряжений производится по материалу наименее прочной детали соединения, при этом допустимые напряжения смятия:

5.3.4 Шлицевые (зубчатые) соединения

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).

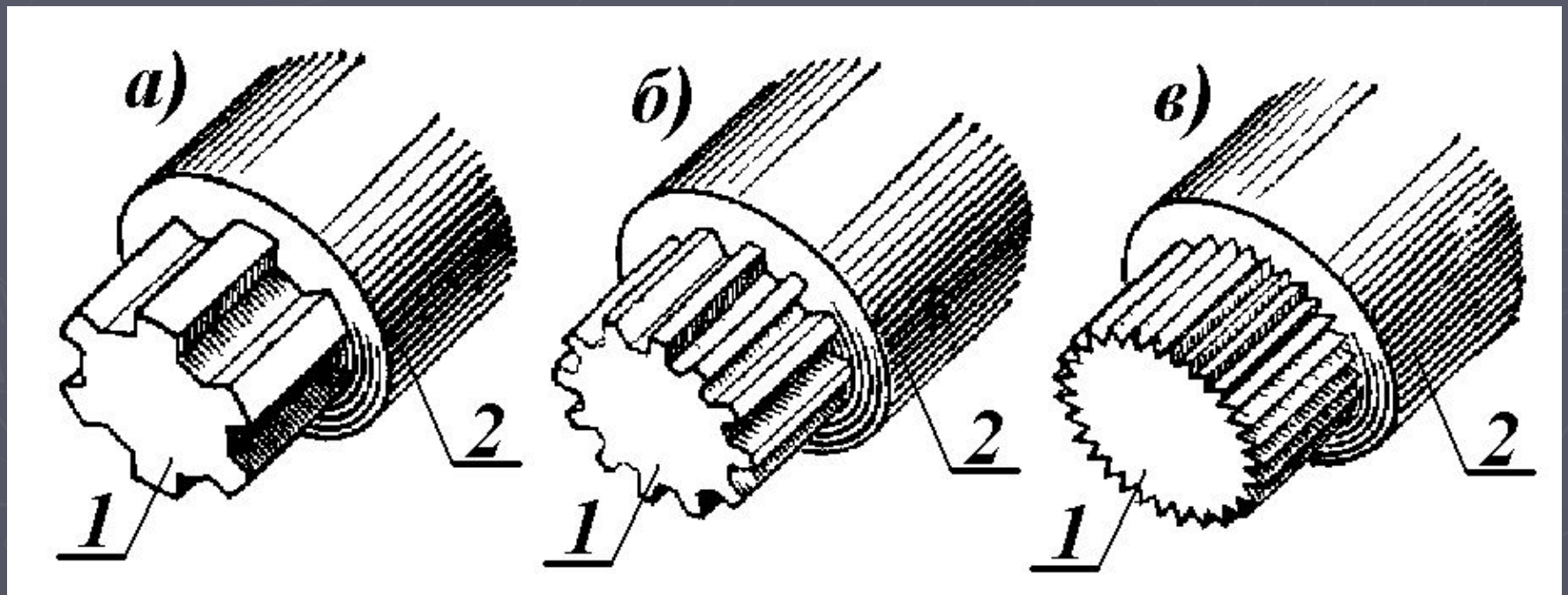


Рис. 5.18. Шлицевое соединение: а) прямобочными шлицами; б) эвольвентными шлицами; в) треугольными шлицами; 1 – вал, 2 – ступица.

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.***

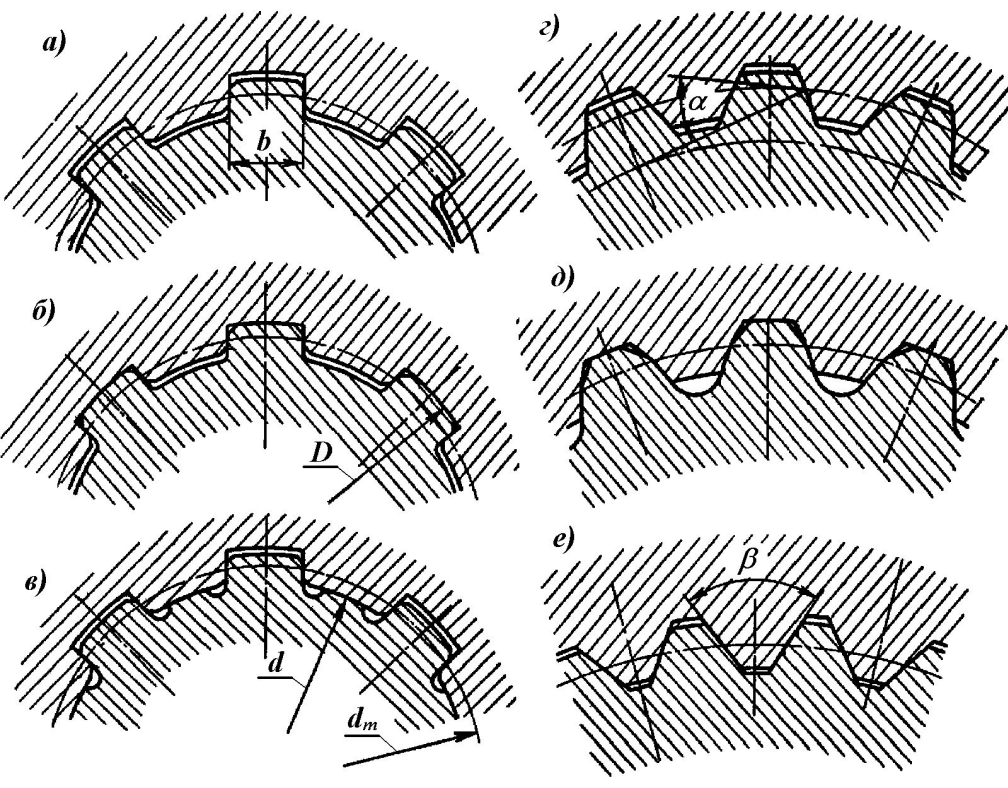


Рис. 5.19 Типы и центрирование зубчатых (шлицевых) соединений:

прямобоочные – **а)** по боковым поверхностям **b**; **б)** по наружному диаметру **D**; **в)** по внутреннему диаметру **d**;
 эвольвентные – **з)** 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 твёрдости ступицы (≤ 350 НВ или ≤ 38 HRC) центрирование лучше выполнять по наружному диаметру (80% прямобоочных 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. 5.19, 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. 5.19, 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 (при отсутствии осевых и опрокидывающих нагрузок).

Расчёт на смятие производится по формуле:

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

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ – действующие и допускаемые напряжения для детали из более слабого материала; T – момент, передаваемый соединением; d_{cp} – 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_{cp} для соединений с прямобочными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \qquad d_{cp} = \frac{D + d}{2}$$

где f – величина фаски зуба;

для соединений с эвольвентными шлицами:

$$h = 0,815 \cdot m \qquad d_{cp} = D - 1,1 \cdot m$$

для соединений с треугольными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2} \qquad d_{cp} = m \cdot z$$

Допускаемые напряжения для подвижных шлицевых соединений стальных деталей принимаются:

при лёгких условиях работы – $[\sigma]_{cm} = 10 \dots 20 \text{ МПа}$

при тяжёлых условиях работы – $[\sigma]_{cm} = 5 \dots 10 \text{ МПа}$

Для неподвижных соединений допускаемые напряжения:

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

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

Профильные, призматические и фрикционные соединения.

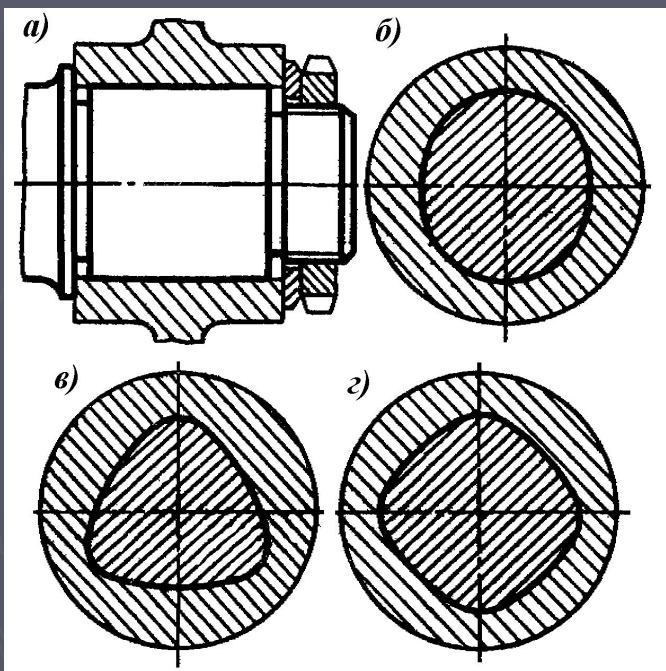


Рис. 14.10. Профильное соединение:

а) продольное сечение; б), в), з) возможные поперечные сечения: овальное, треугольное, квадратное.

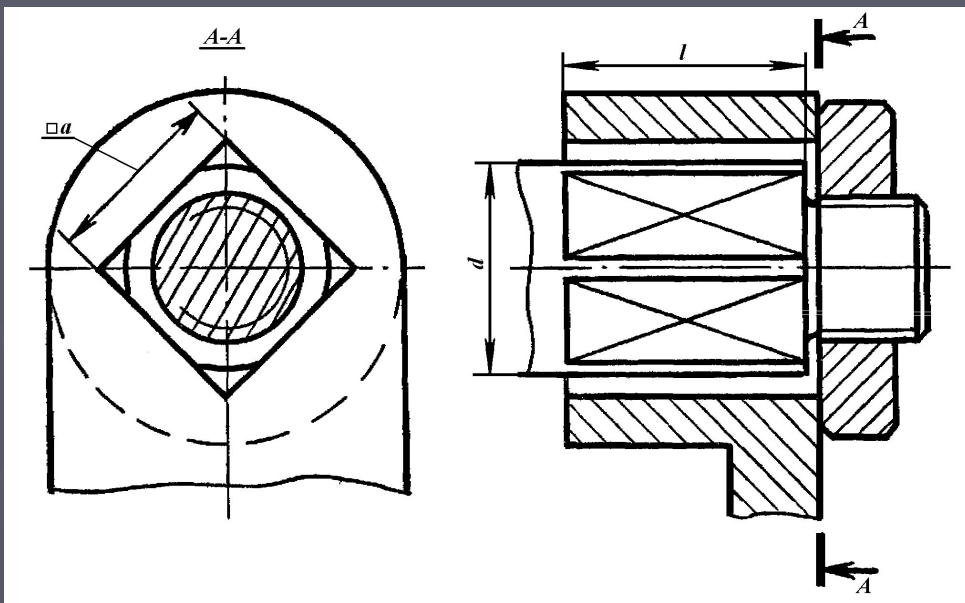
Определение:

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».**

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.

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:

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

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**.

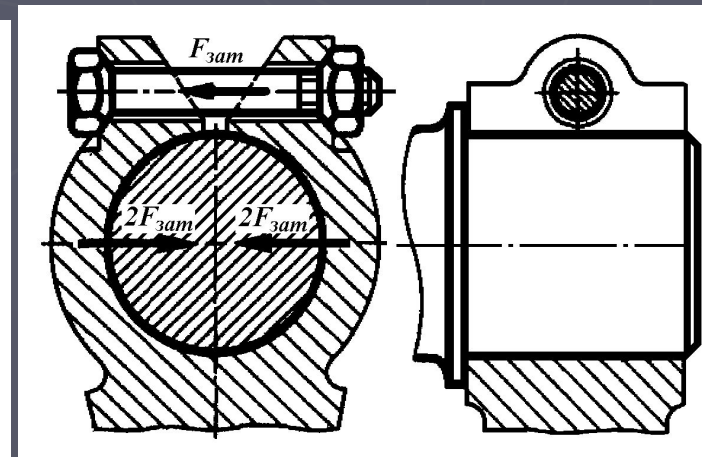
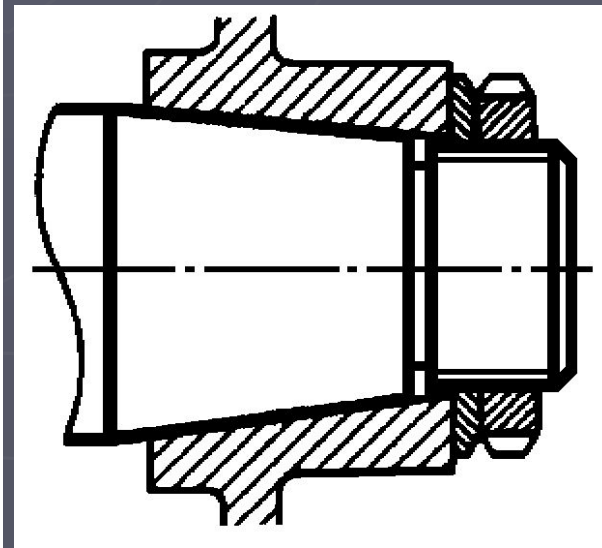
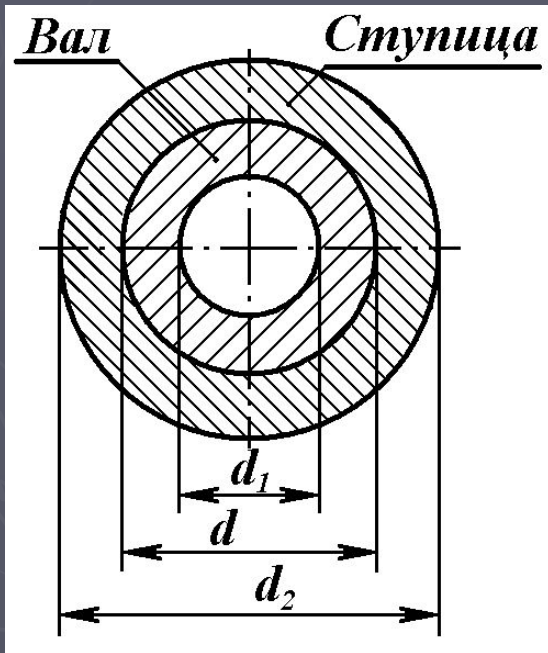


Рис. 14.11. Поперечное сечение
прессового
соединения

Рис. 14.12. Конусное
фрикционное
соединение

Рис. 14.13. Клеммовое
соединение

Рис. 14.11. Поперечное сечение
прессового
соединения

Спасибо за внимание!



Успехов в учебе!