

# Лекция 2

## СОЕДИНЕНИЯ

- 1 Общие сведения**
- 2 Резьбовые соединения**
- 3 Сварные соединения**
- 4 Заклепочные соединения**
- 5 Шпоночные соединения**
- 6 Шлицевые соединения**
- 7 Штифтовые соединения**
- 8 Гладкие соединения деталей посадкой с натягом**

# **Классификация соединений**

## **Разъемные соединения**

**Резьбовые соединения**

**Шпоночные соединения**

**Шлицевые соединения**

**Гладкие соединения с  
переходными посадками**

**Штифтовые соединения**

## **Неразъемные соединения**

**Сварные соединения**

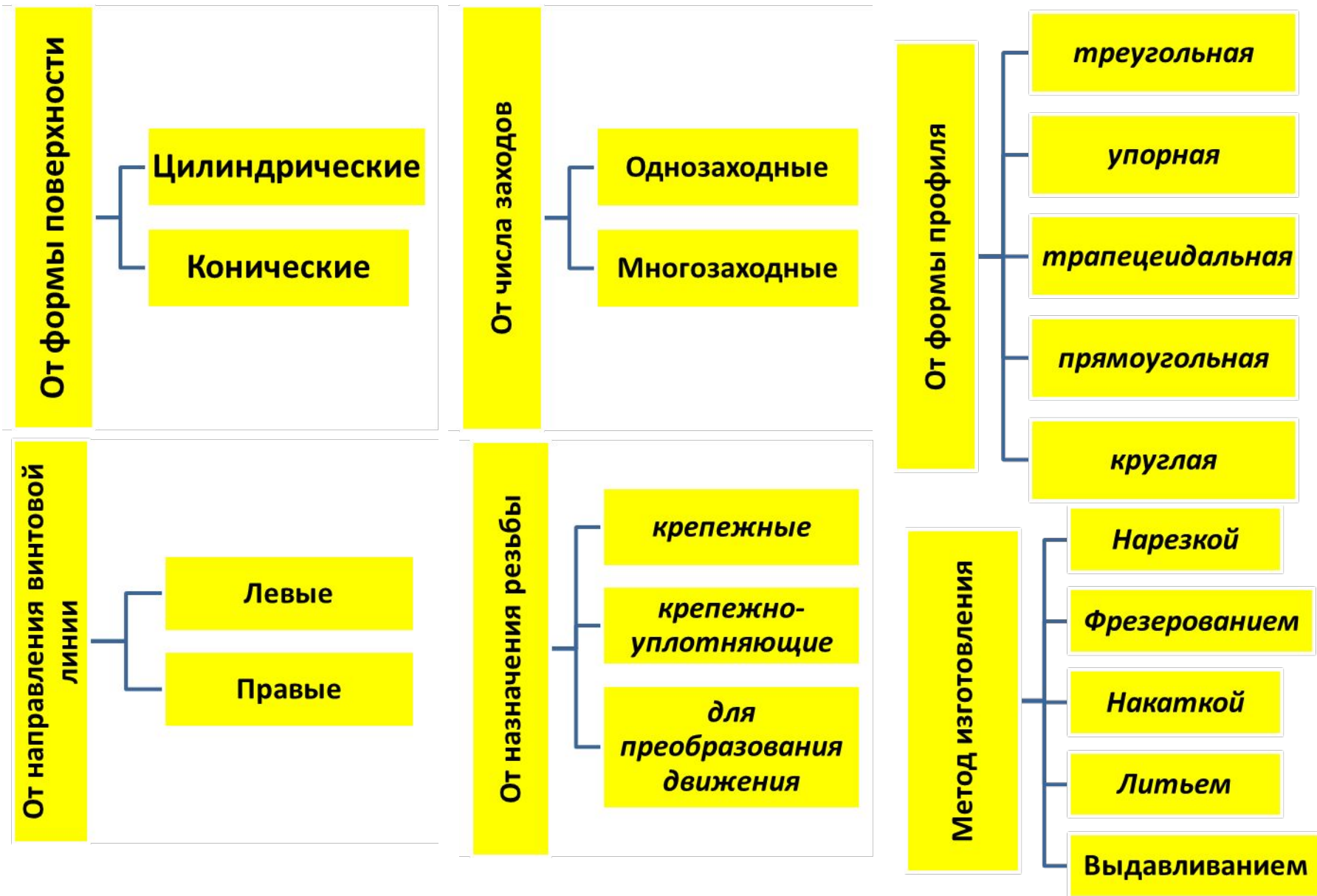
**Заклепочные соединения**

**Клеевые соединения**

**Гладкие соединения с  
натягом (условно)**

**Соединения при помощи  
специальных герметиков**

# Классификация резьбовых соединений



# Основные типы резьбы

**Метрическая резьба** по ГОСТ 9150-81 наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника:  $\alpha = 60^\circ$ ,  $\gamma = 30^\circ$ . Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге

**Трубная цилиндрическая резьба** – мелкая с закругленными выступами и впадинами. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбовое соединение герметичным. Применяется для соединения труб. Изготавливается по ГОСТ 6357-81.

**Трубная коническая резьба** обеспечивает более высокую плотность соединения. Изготавливается по ГОСТ 6211-81. Конические резьбы обеспечивают герметичность без специальных уплотнений.

**Трапецеидальная резьба** - это основная резьба в передаче винт-гайка. Ее профиль — равнобочная трапеция, угол профиля  $\alpha = 30^\circ$ , угол наклона боковой стороны профиля  $\gamma = 15^\circ$ . Шаг может быть крупным, средним и мелким. Характеризуется малыми потерями на трение, технологичностью. КПД выше, чем у резьбы с треугольным профилем. Изготавливается по ГОСТ 9484-81.

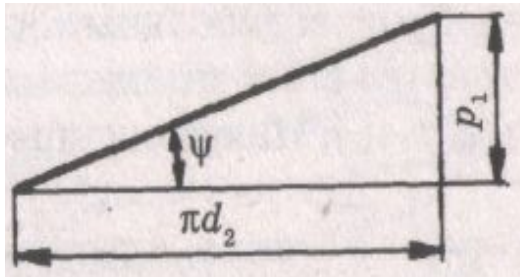
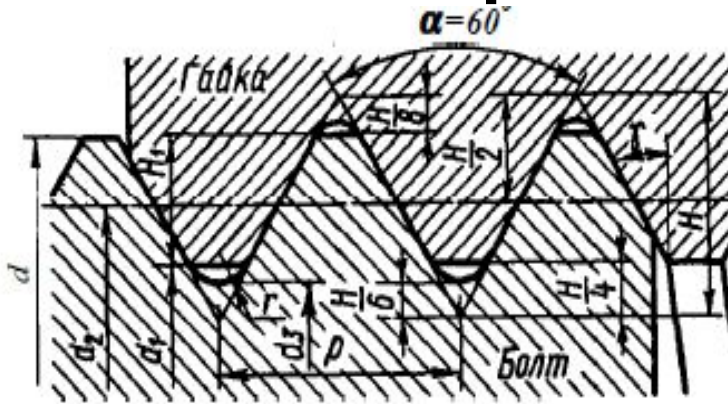
**Упорная резьба**. Профиль — не равнобочная трапеция с углом  $27^\circ$ . Рабочая сторона профиля имеет угол наклона  $\gamma = 3^\circ$ , что обеспечивает возможность изготовления резьбы фрезерованием. КПД выше, чем у трапецеидальной резьбы. Изготавливается по ГОСТ 10177-81.

**Прямоугольная резьба**. Профиль резьбы — квадрат,  $\gamma = 0^\circ$ . Обеспечивает наивысший КПД. Применяют ограниченно в малонагруженных передачах винт-гайка.

**Круглая резьба**. Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных отрезками прямых линий. Угол профиля  $\alpha = 30^\circ$ . Винты с круглой резьбой характеризуются высоким сопротивлением усталости. Применяют ограниченно при тяжелых условиях эксплуатации в агрессивной среде



# Геометрические параметры резьбы



## Достоинства резьбовых соединений.

1. Простота конструкции.
2. Удобство сборки, разборки, возможность применения для регулировки взаимного положения деталей.
3. Высокая нагрузочная способность.
4. Малая стоимость.

Недостатком резьбовых соединений является

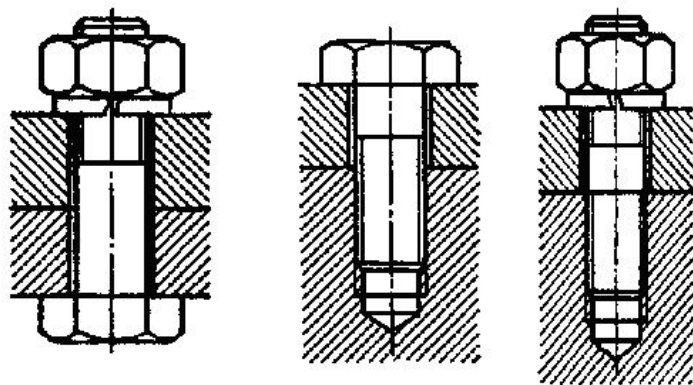
высокая концентрация напряжений вследствие наличия резьбы на поверхности деталей,

$d$  — номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр для винта);  
 $d_3$  — 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  $p_h = p \cdot z$ , где  $z$  — число заходов. Ход равен пути перемещения винта вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке;  
 $\alpha$  — угол профиля резьбы  
 $\gamma$  — угол наклона боковой стороны профиля к перпендикуляру к оси резьбы;  
 $\psi$  — угол подъема резьбы, т. е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта:

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi \cdot d_2).$$

# Конструктивные особенности резьбовых

## соединений

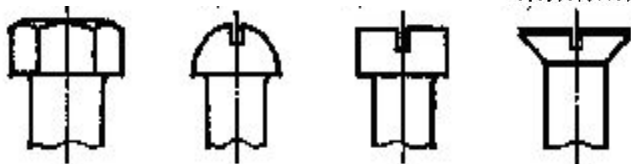


Конструктивные формы  
резьбовых соединений

Соединения болтами

Соединения винтами

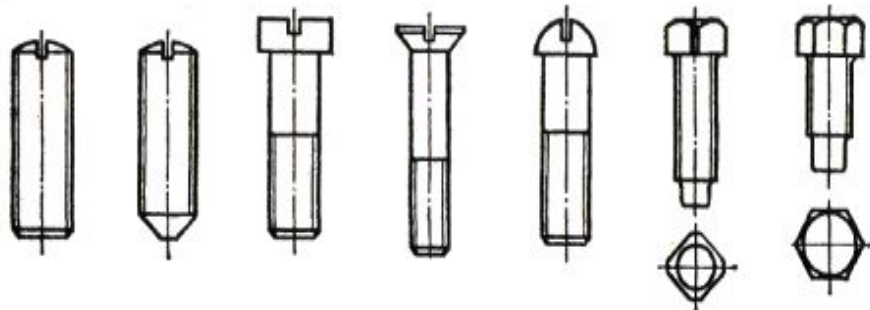
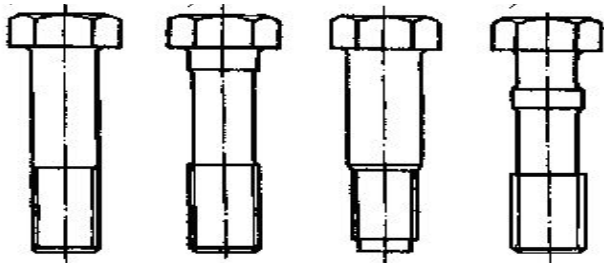
Соединения шпильками



*В зависимости от формы головки болты и винты бывают*

*с шестигранными, полукруглыми, цилиндрическими, потайными и другими головками*

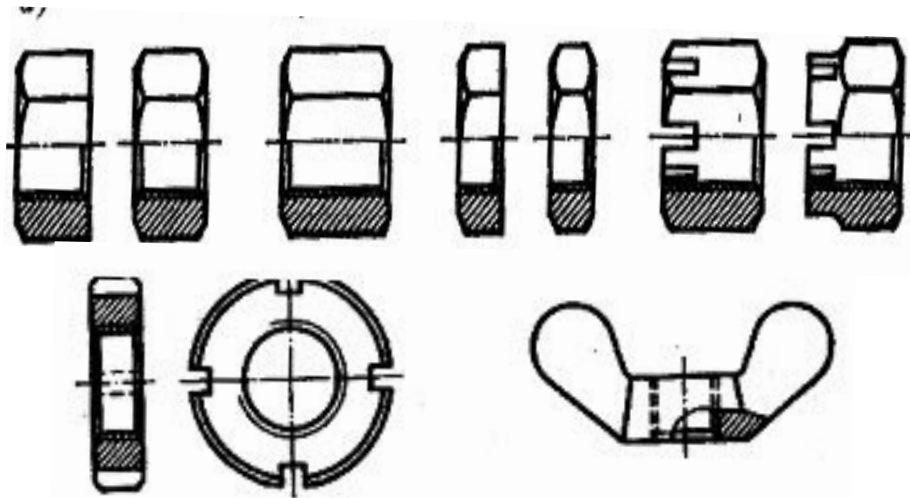
*В зависимости от формы стержня болты и винты бывают: с нормальным стержнем, с подголовком, с утолщенным точно изготовленным стержнем для постановки без зазора в обработанное разверткой отверстие, со стержнем уменьшенного диаметра для повышения податливости и сопротивления усталости при переменных нагрузках*



*В зависимости от назначения болты и винты бывают общего назначения, установочные и специальные.*



# Конструктивные особенности гаек и шайб

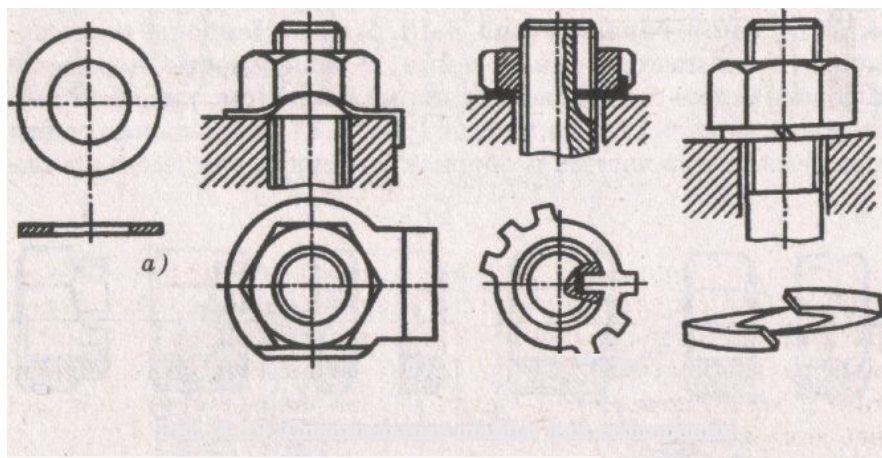


**В зависимости от формы** гайки бывают: шестигранные, круглые, гайки-барашки и др.

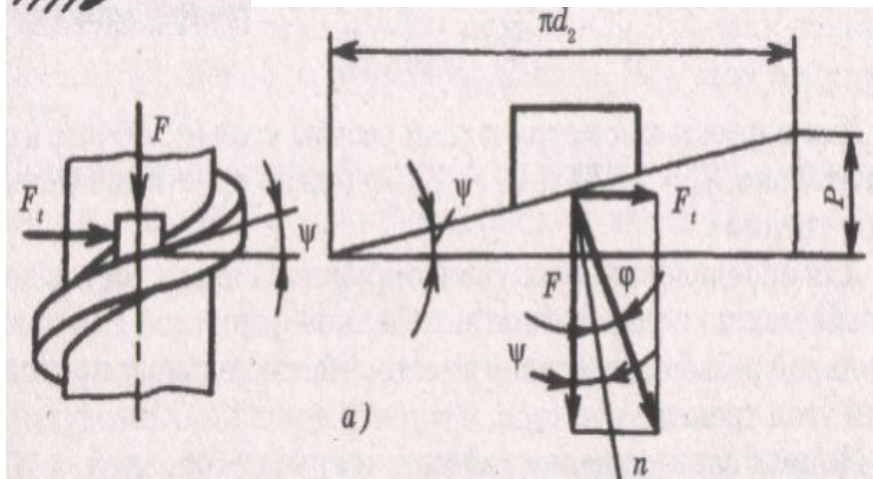
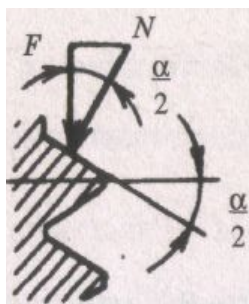
**В зависимости от высоты** шестигранные гайки бывают: нормальные, высокие и низкие. Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках с целью уменьшения износа

**В зависимости от точности изготовления** шестигранные гайки бывают нормальной и повышенной точности.

**Шайбы.** Шайбы служат для предохранения деталей от задиrow и увеличения опорной поверхности. Их подкладывают под гайки. Имеется большая группа стандартных стопорных шайб, которые применяют для предохранения резьбовых деталей от самоотвинчивания



# Момент заворачивания, условия самоторможения и КПД



## КПД

$D_{cp}$  – средний диаметр трения по торцу головки или гайки;

$d_2$  – средний диаметр резьбы;

$M_k$  – крутящий момент на оси;

$F$  – осевое усилие;

$F_t$  – окружное усилие по среднему диаметру резьбы;

$N$  – нормальное усилие взаимодействия между винтом и гайкой, вектор которого смещен на угол трения;

$f$  – коэффициент трения в торце;

$f_1$  – коэффициент трения в резьбе,  $\text{tg} \varphi = f_1$

Момент заворачивания гайки или винта с головкой:

$$T_{зав} = T_p + T_T$$

где  $T_p$  – момент в резьбе;

$T_T$  – момент трения на торце гайки или головки винта.

Момент в резьбе:  $T_p = F_t \cdot d_2 / 2 = F \cdot \text{tg}(\psi + \varphi) \cdot d_2 / 2$ ;

Момент трения на торце гайки или головки:

$$T_T = F \cdot f \cdot D_{cp} / 2$$

Момент заворачивания :

$$T_{зав} = F \cdot \text{tg}(\psi + \varphi) \cdot d_2 / 2 + F \cdot f \cdot D_{cp} / 2 = F \cdot (d_2 / 2) \cdot (\text{tg}(\psi + \varphi) + f \cdot D_{cp} / d_2)$$

Момент отвинчивания :  $T_{отв} = F \cdot (d_2 / 2) \cdot (\text{tg}(\varphi - \psi) + f \cdot D_{cp} / d_2)$ ;

Условие самоторможения в резьбе:

$$T_{отв} = F \cdot (d_2 / 2) \cdot (\text{tg}(\varphi - \psi) + f \cdot D_{cp} / d_2) \geq 0 \text{ или}$$

$$\text{tg}(\varphi - \psi) \geq 0, \text{ следовательно } \psi \leq \varphi \text{ или } \psi \leq \arctg(f_1).$$

При коэффициенте трения  $f_1 = 0,1$  (сталь по стали); угол  $\varphi = 6^\circ$ , а для крепежных резьб значение угла

$\eta$  - КПД винтовой пары определяется отношением работы, затраченной на заворачивание гайки

$$\eta = \frac{\text{работа без учета трения}}{\text{работа с учетом трения}} = \frac{\text{tg}(\psi)}{\text{tg}(\psi + \varphi) + f \cdot D_{cp} / d_2}$$

$$\eta = \text{tg}(\psi) / (\text{tg}(\psi + \varphi) + f \cdot D_{cp} / d_2)$$

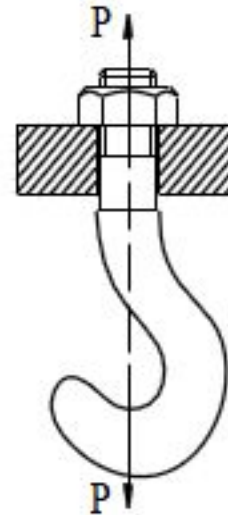


# Расчет резьбовых соединений

Расчет ненапряженных болтов (винтов)

Расчет напряженных болтов

$$\sigma = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma],$$



$$\sigma = \frac{1,3P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma].$$

где  $P$  – осевая нагрузка;

$Z$  – число болтов;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы;

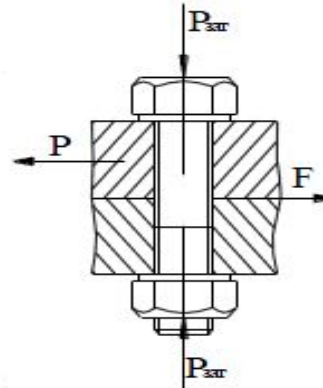
$[\sigma]$  – допускаемое напряжение.

Расчет болтов - нагружение поперечной силой (болты установлены с зазором)

Расчет болтов - нагружение поперечной силой (болты установлены без зазора)

$$F = P = P_{\text{зат}} f,$$

$$\sigma = \frac{1,3P_{\text{зат}}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Z f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma],$$



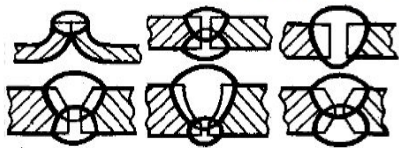
$$\tau = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau].$$

$f$  – коэффициент трения в стыке; можно принимать  $f = 0,1$ ;

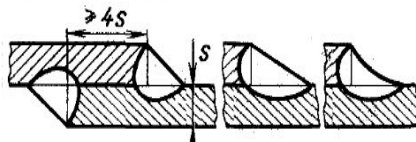
$Z$  – число болтов;

Можно принимать  $[\tau] = 0,7[\sigma]$

# Сварные соединения



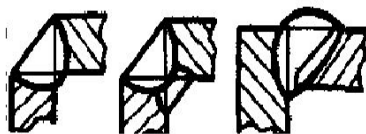
1. СТЫКОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



2. НАХЛЕСТОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



3. ТАВРОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ("Т")



4. УГЛОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

## Вспомогательные знаки для обозначения сварных швов (ГОСТ 2.312-72)

Разновидности сварных соединений

Стыковые соединения

Нахлестные соединения

Тавровые соединения

Угловые соединения

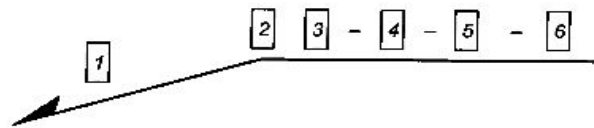
В зависимости от расположения относительно нагрузки

лобовые

фланговые

комбинированные

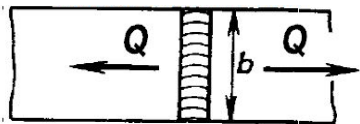
| Вспомогательный знак            | ○                      | □                        | /   | Z  | └                                    | ⊖                  | ⌋   |
|---------------------------------|------------------------|--------------------------|---|--|--------------------------------------|--------------------|---|
| Значение вспомогательного знака | Шов по замкнутой линии | Шов по незамкнутой линии | Шов прерывистый или точечный с цепочным расположением | Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением | Шов, выполняемый при монтаже изделия | Усиление шва снять | Обработать неровности шва с плавным переходом к основному металлу |



Структура условного обозначения сварного шва:

- 1 – количество и порядковый номер швов одного типа и параметров; 2 – вспомогательный знак ○ или └; 3 – стандарт на тип и конструктивные элементы шва;
- 4 – буквенно-цифровое обозначение шва; 5 – знак углового шва (└) и размер его катета либо диаметр точек или ширина шва при контактной сварке;
- 6 – вспомогательный знак □, / или Z с указанием длины и шага провариваемых участков, либо ⊖ или ⌋ с указанием шероховатости обработанного шва

# Расчеты на прочность сварных соединений



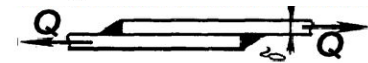
Напряжения растяжения:  $\sigma_{\text{раст}} = Q/S = Q/b \cdot \delta \leq$

$[\sigma_{\text{раст}}]$ .

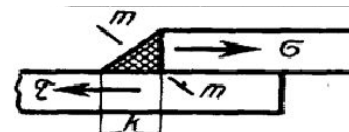


Напряжения изгиба:  $\sigma_{\text{изг}} = M_{\text{изг}}/W = 6 \cdot M_{\text{изг}}/b \cdot \delta^2 \leq$

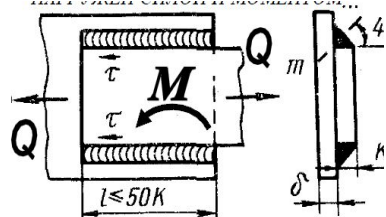
$[\sigma_{\text{изг}}]$



$\tau = Q / (0,707 \cdot k \cdot l) \leq [\tau']$

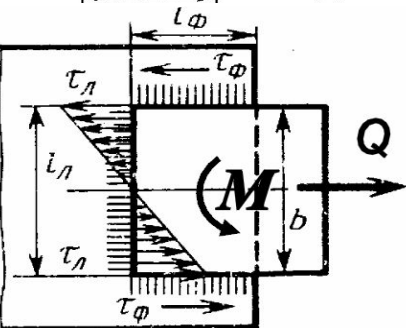


шва



При действии растягивающей силы касательные напряжения равны:  $\tau = Q / (2 \cdot 0,707 \cdot \delta \cdot l) \leq [\tau']_{\text{шва}}$ .

При действии момента:  $\tau = M / (0,707 \cdot k \cdot \delta \cdot l) \leq [\tau']_{\text{шва}}$ .



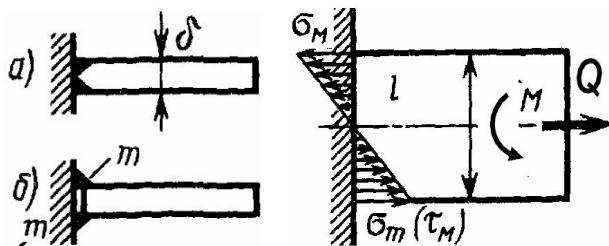
При действии силы Q касательные напряжения равны:

$\tau_Q = Q / [0,707 \cdot k \cdot (2l_{\phi} + l_n)] \leq [\tau']_{\text{шва}}$

Если действует момент M, то  $\tau_M = M / [0,707 \cdot k \cdot l_n \cdot (l_{\phi} + l_n/6)] \leq [\tau']_{\text{шва}}$

шва

При совместном действии силы и момента касательные напряжения складываются  $\tau = \tau_Q + \tau_M \leq [\tau']$

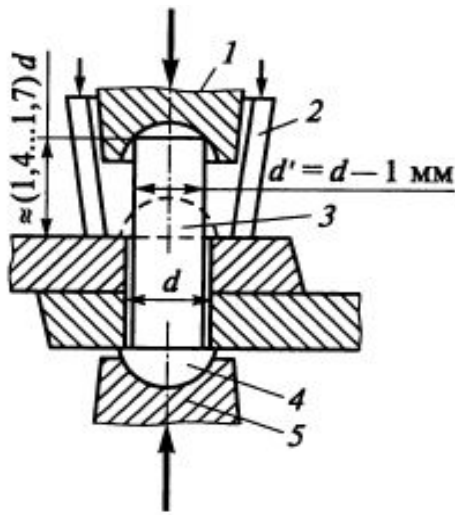


Тавровые и угловые швы соединяют элементы в перпендикулярных плоскостях. Выполняются либо стыковым швом с разделкой кромок (а), либо угловым без разделки кромок (б). При нагружении изгибающим моментом и силой прочность соединения оценивают: для стыкового шва (а)

по нормальным напряжениям  $\sigma = 6M/(b \cdot \delta^2) + Q/(l \cdot \delta) \leq$

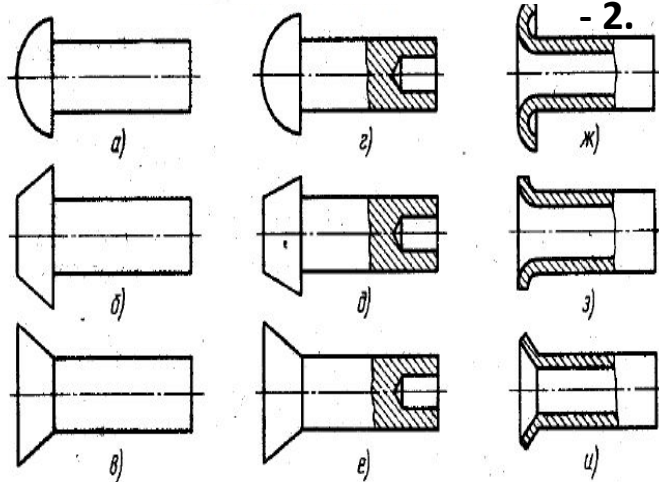
$[\sigma_{\text{раст}}]$ , для углового шва (б) по касательным

# Заклепочные соединения

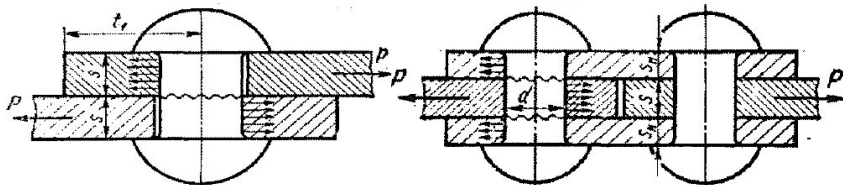


Заклёпка имеет грибообразную форму и выпускается с одной головкой (закладной - 4) вставляется в совместно просверленные детали, а затем хвостовик ударами молотка или пресса, при помощи обжимки -1, расклёпывается, образуя вторую головку (закрывающую - 3). Со стороны закладной головки устанавливается поддержка -5.

При машинной клёпке дополнительно применяют прижим



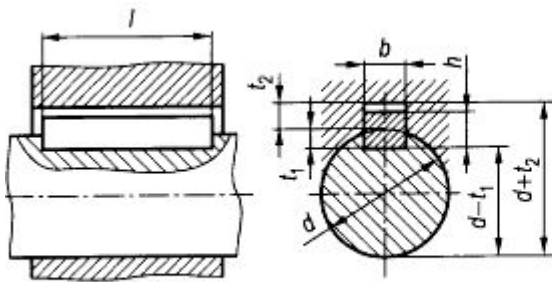
- а) Сплошные с полукруглой головкой ГОСТ 10299-80, ГОСТ 14797-85 для силовых швов;
- б) Сплошные с плоской головкой ГОСТ 14801-85 для коррозионных сред;
- в) Сплошные с потайной головкой ГОСТ 10300-80, ГОСТ 14798-85 для уменьшения аэро- и гидросопротивления (самолёты, катера);
- г), д), е) Полупустотелые ГОСТ 12641-80, ГОСТ 12643-80 для соединения тонких листов и неметаллических деталей без больших нагрузок;
- ж), з), и) Пустотелые ГОСТ 12638-80, ГОСТ 12640-80 для аналогичного применения.



Напряжения смятия на боковых поверхностях заклёпки:  $\sigma_{см} = P/S \cdot d \leq [\sigma]_{см}$   
 Кроме того, необходимо проверять прочность деталей на растяжение в сечении, ослабленном отверстиями:  $\sigma = P_1/S \cdot (t - d) \leq [\sigma]$

$$d_{закл} \geq \sqrt{4P/(\pi[\tau]_{срез})}. \quad d_{закл} \geq \sqrt{2P/(\pi[\tau]_{срез})}.$$

# Шпоночные соединения



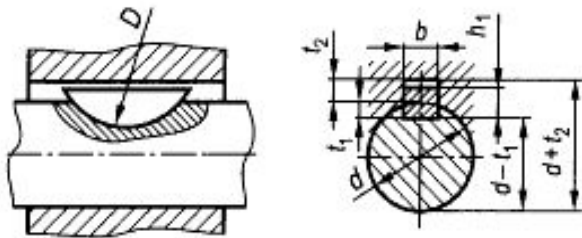
Призматические, наиболее распространенные по ГОСТ 23360-78

или призматические направляющие по ГОСТ 10780-79

Призматические шпонки рассчитывают по следующим

формулам:

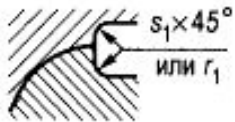
$$\tau_{срез} = 2M_{вращ} / (dbl) \leq [\tau]_{срез} \quad \sigma_{смят} = M_{вращ} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{смят}$$



Сегментные шпонки по ГОСТ 24071-97

Сегментные шпонки рассчитывают по следующим формулам:

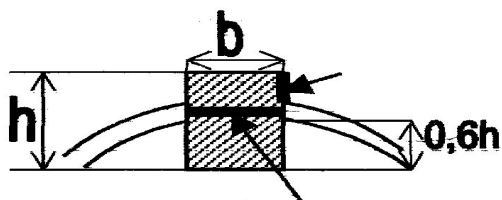
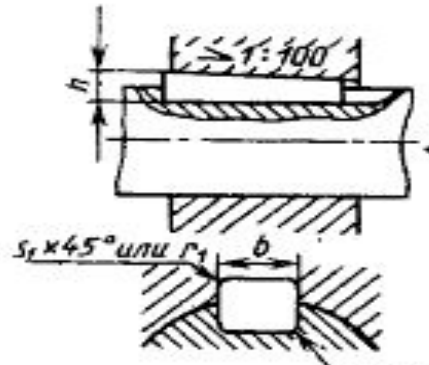
$$\tau_{срез} = 2M_{вращ} / (dbl) \leq [\tau]_{срез} \quad \sigma_{смят} = M_{вращ} / (0,2t_1dl) \leq [\sigma]_{смят}$$



Клиновые шпонки по ГОСТ 24068-80

Клиновые шпонки рассчитывают по следующим формулам:

$$\tau_{срез} = 2M_{вращ} / (dbl) \leq [\tau]_{срез} \quad \sigma_{смят} = M_{вращ} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{смят}$$

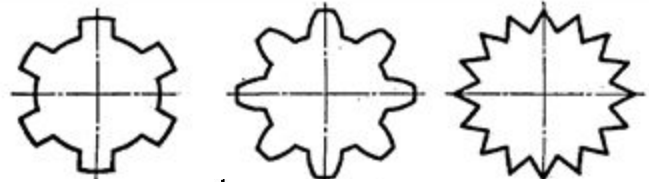


Для неподвижных шпоночных соединений допустимое напряжение рекомендуется, следующее:  $[\sigma]_{см} = 0,8 \cdot \sigma_T$ , при пульсирующей -  $[\sigma]_{см} = 0,55 \cdot \sigma_T$ , при знакопеременной -  $[\sigma]_{см} = 0,4 \cdot \sigma_T$ .

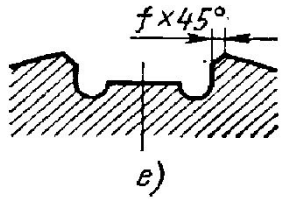
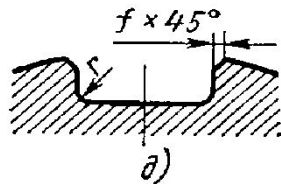
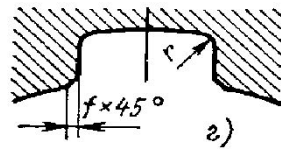
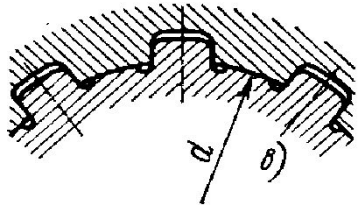
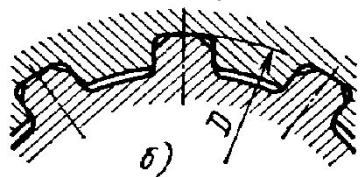
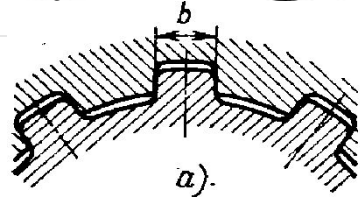
Значение  $\sigma_T$  принимается для наименее прочного материала (шпонки, вала или втулки)



# Шлицевые соединения



В основном используются прямобочные шлицы (а) ГОСТ1139-80, реже встречаются эвольвентные (б) ГОСТ 6033-80



треугольные (в) профили шлицов (они не стандартизованы). Прямобочные шлицы могут центрировать колесо по боковым поверхностям, при передаче больших непостоянных крутящих моментов переменного направления при отсутствии радиальных нагрузок; по наружным поверхностям при значительных радиальных нагрузках и твердости вала  $HV \geq 350$  и втулки  $HV \leq 350$ ; Обозначение D 8 x 36H7/g6 x 40 по внутренним поверхностям при значительных радиальных нагрузках и твердости вала и втулки  $HV \geq 350$ ;

Обозначение D 8 x 36H7/g6 x 40 по наружным поверхностям при значительных радиальных нагрузках и твердости вала и втулки  $HV \geq 350$ ;  
Шлицевые соединения выполняют трех серий: легкой, средней, тяжелой

Среднее давление смятия рассчитывают по следующей формуле:  $\sigma_{см} = M_{кр} / (0,5 \cdot d_m \cdot l \cdot h \cdot z \cdot k)$ ,

где  $M_{кр}$  - расчетный вращающий момент,

$d_m$  - средний диаметр соединения (для прямобочных шлицев  $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$ ,

для эвольвентных -  $d_m = m \cdot z$ , где  $z$  - число зубьев,  $m$  - модуль),

$l$  - рабочая длина соединения,  $h$  - рабочая высота зубьев (для прямобочных шлицев

$h = 0,5 \cdot (D - d) - 2 \cdot c$ , где  $c$  - величина фаски, для эвольвентных -  $h = 0,8$ ),

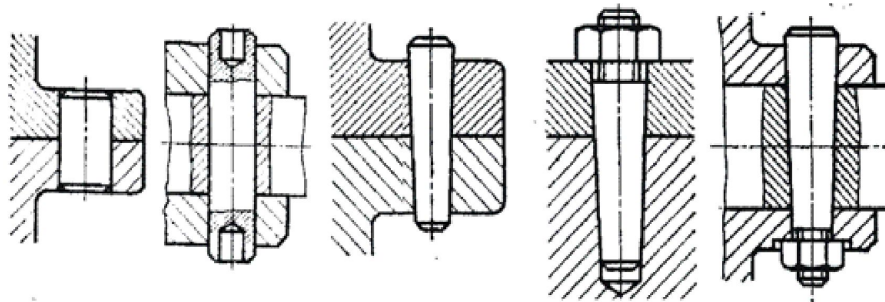
$k = 1,3 \dots 1,8$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки (меньшие значения принимать для эвольвентных шлицев и при центрировании по боковым поверхностям).

Неподвижные соединения -  $[\sigma]_{см} = (25 \dots 150)$  МПа, для подвижных соединений,

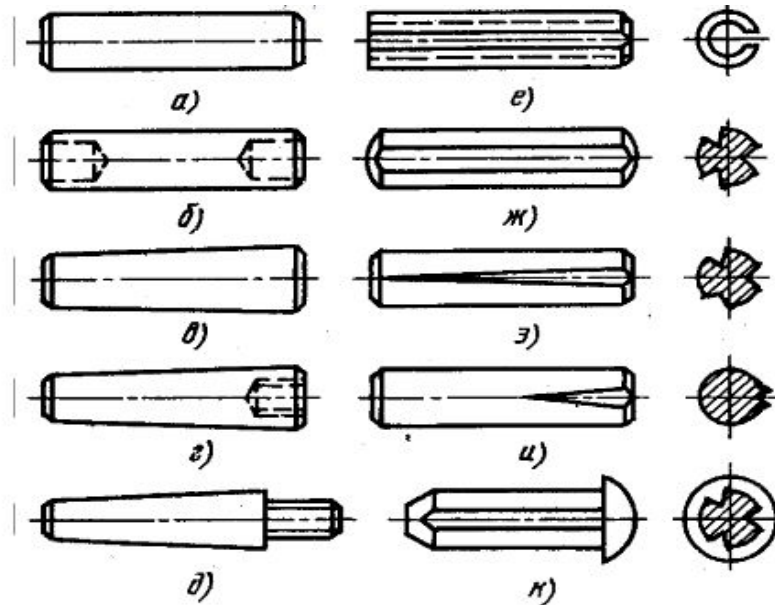
перемещаемых под нагрузкой  $[\sigma] = (5 \dots 15)$  МПа



# Штифтовые соединения



Штифтовые соединения образуются совместным сверлением соединяемых деталей и установкой в отверстие с натягом специальных цилиндрических или конических штифтов



Известны цилиндрические (а, б), конические (в, г, д), цилиндрические пружинные разрезные (е), просечённые цилиндрические, конические и др. (ж, з, и, к), простые, забиваемые в отверстия (б, в), выбиваемые из сквозных отверстий с другой стороны (гладкие, с насечками и канавками, пружинные, вальцованные из ленты, снабжённые резьбой для закрепления или извлечения (д) и т.д.

Подобно заклёпкам штифты работают на срез и смятие.

Соответствующие расчёты выполняют обычно как проверочные.

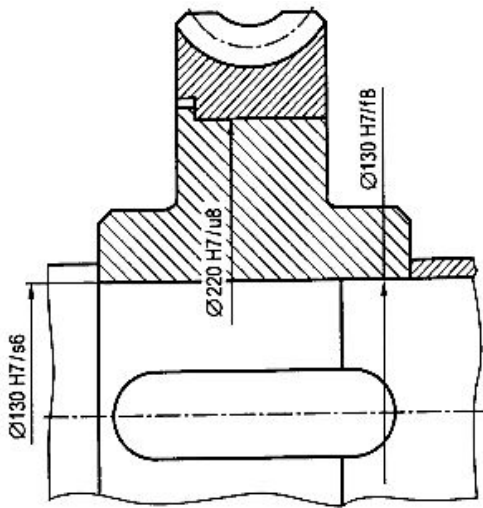
Штифты с канавками рассчитывают, как гладкие, но допускаемые напряжения

материала занижают на 50%.

$$\tau_{\text{срез}} = \frac{2M_{\text{вращ}}}{\pi d_{\text{вала}}^2 d_{\text{штифта}}} \leq [\tau]_{\text{срез}}, \quad \sigma_{\text{смят}} = \frac{2M_{\text{вращ}}}{d_{\text{вала}} d_{\text{штифта}} (D_{\text{ступицы}} - d_{\text{вала}})} \leq [\sigma]_{\text{смят}}$$

# Гладкие соединения деталей посадкой с натягом (прессовые соединения)

Соединения деталей посадкой с натягом (прессовые соединения) характеризуются хорошим центрированием деталей, большой несущей способностью, хорошим восприятием ударных нагрузок и простотой изготовления. К недостаткам следует отнести: сложность сборки и разборки и большое рассеивание прочности сцепления из-за значительной разницы между минимальным и максимальным натягом



Соединение центра червячного колеса с бандажом и валом

Известны зависимости:  $N_D/D = p \cdot (C_1/E_1)$ ;  $N_d/D = p \cdot (C_2/E_2)$ ;  
где  $p$  - давление на поверхности контакта сопрягаемых деталей,  $H/m^2$ ;  
 $D$  - номинальный диаметр, м;

$E_1, E_2$  - модули упругости материала втулки и вала,  $H/m^2$ ;

$C_1, C_2$  - коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = (1 + (D/d_2)^2) / (1 - (D/d_2)^2) + \mu_1; \quad C_2 = (1 + (d_1/D)^2) / (1 - (d_1/D)^2) - \mu_2;$$

Где  $d_1, d_2$  - диаметры отверстия в валу и наружный диаметр втулки, м;

$\mu_1, \mu_2$  - коэффициенты Пуассона для материала вала и втулки;

Следовательно, наименьший натяг в соединении рассчитываем следующим образом:  $N_{\min} = p_{\min} \cdot D \cdot (C_1/E_1 + C_2/E_2)$ ; Минимальный натяг :

$$p_{\min} \geq P / \pi \cdot D \cdot l \cdot f_1,$$

где  $l$  - длина сопряжения, м;  $f_1$  - коэффициент трения при продольном смещении деталей;  $P$  - максимальная осевая сила, Н

При действии максимального крутящего момента,  $M_{кр}$  :

$$p_{\min} \geq 2 \cdot M_{кр} / \pi \cdot D^2 \cdot l \cdot f_2,$$

где  $f_2$  - коэффициент трения при относительном вращении деталей;

При действии максимальной осевой силы  $P$  и максимального крутящего

$$\text{момента } M_{кр}: \quad p_{\min} \geq (2 \cdot M_{кр} / D)^2 + P^2)^{1/2} / \pi \cdot D \cdot l \cdot f$$

Максимальное значение натяга определяется максимальным значением

давления в сопряжении, определяемым из условия прочности деталей:

