

УРОК № 40.

Тема: Разъемные соединения.

Тип занятия: лекция.

Вопросы:

1. Общие сведения..
2. Резьбовые соединения.
3. Шпоночные соединения.
4. Шлицевые соединения.
5. Штифтовые соединения.

Задание для студентов: выполнить конспект .

Александр Гинтер приглашает вас на запланированную конференцию: Zoom.

Подключиться к конференции Zoom

<https://us04web.zoom.us/j/8781968724?pwd=RFgzTENMN2dZOEcvaXFrWkE5em4rdz09>

Время начала конференции 10-30

Идентификатор конференции: 878 196 8724

Код доступа: 12345

- 1 Резьбовые соединения**
- 2 Шпоночные соединения**
- 3 Шлицевые соединения**
- 4 Штифтовые соединения**

Классификация соединений

Разъемные соединения Неразъемные соединения

Резьбовые соединения

Шпоночные соединения

Шлицевые соединения

**Гладкие соединения с
переходными посадками**

Штифтовые соединения

Сварные соединения

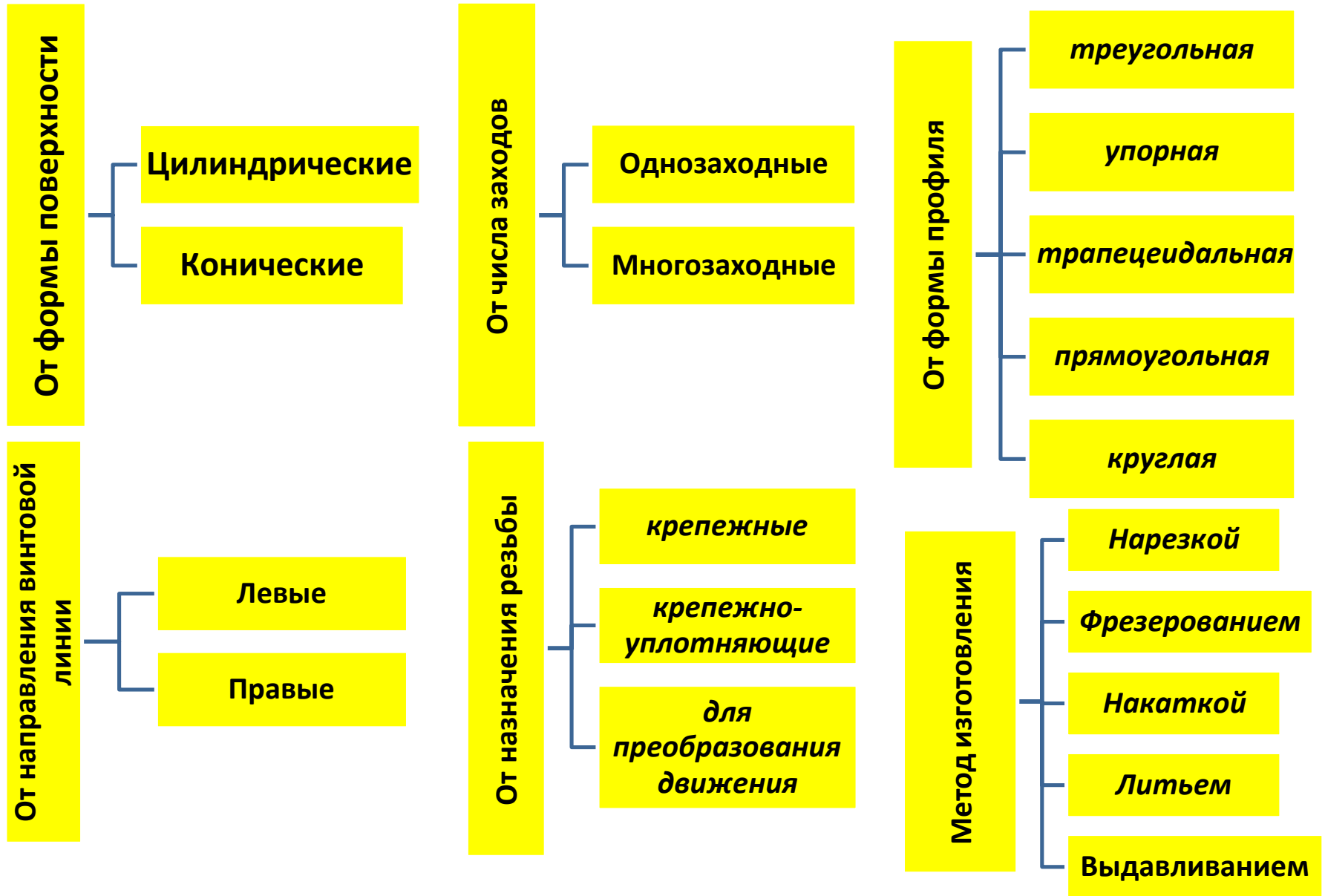
Заклепочные соединения

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 равнобедренного 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.

Трапециевидная резьба - это основная резьба в передаче винт-гайка. Ее профиль — равнобедренная 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.

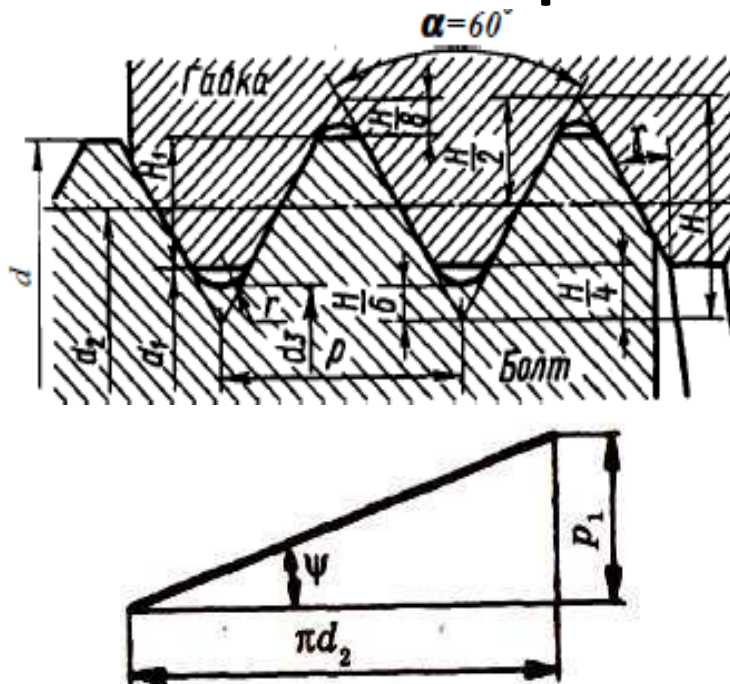
Упорная резьба. Профиль — не равнобедренная трапеция с углом 27° . Рабочая сторона профиля имеет угол наклона $\gamma = 3^\circ$, что обеспечивает возможность изготовления резьбы фрезерованием. КПД выше, чем у трапециевидной резьбы. Изготавливается по ГОСТ 10177-81.

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 загрязненной среде.



Геометрические параметры резьбы



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;

α — угол профиля резьбы

γ — угол наклона боковой стороны профиля к перпендикуляру к оси резьбы;

ψ — угол подъема резьбы, т. е. угол, образованный разверткой винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта:

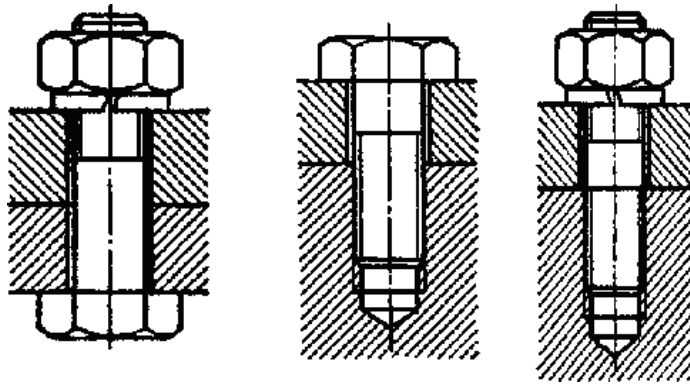
$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi \cdot d_2).$$

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, что снижает их прочность при переменных напряжениях.

Конструктивные особенности резьбовых соединений



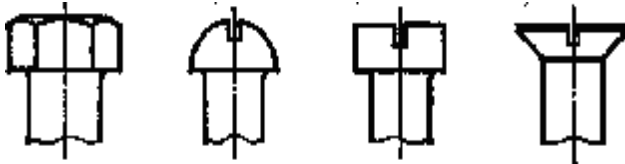
Конструктивные формы
резьбовых соединений



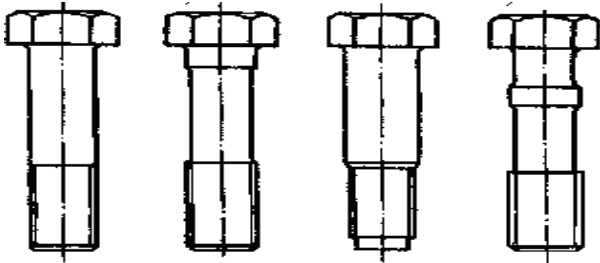
Соединения болтами

Соединения винтами

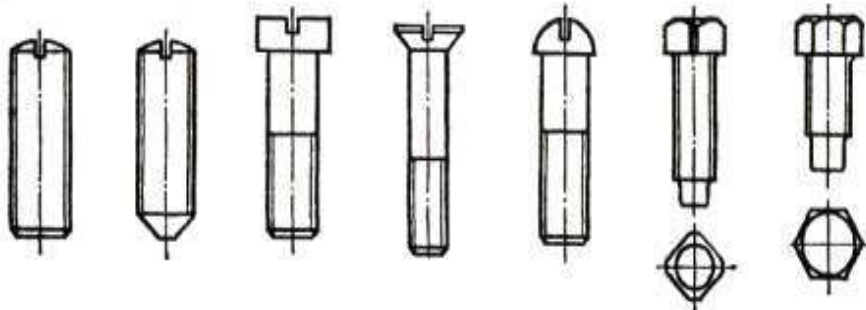
Соединения шпильками



В зависимости от формы головки болты и винты бывают с шестигранными, полукруглыми, цилиндрическими, потайными и другими головками

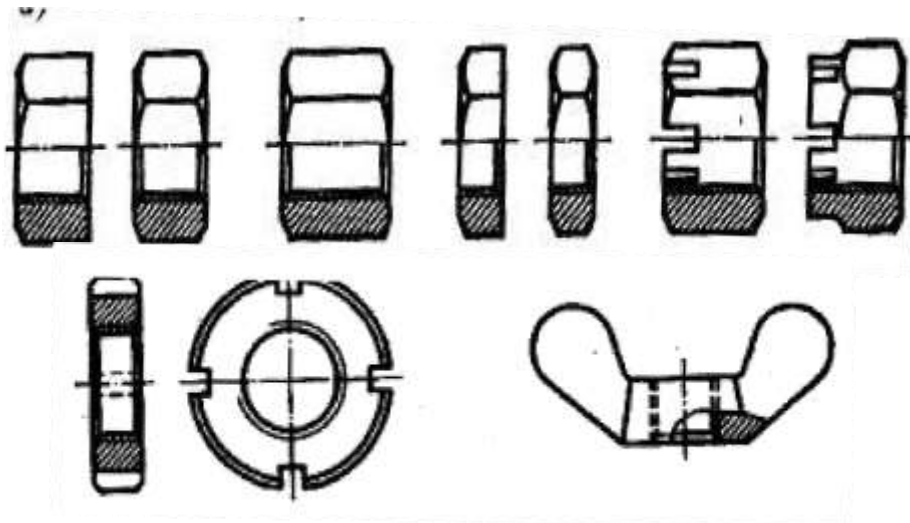


В зависимости от формы стержня болты и винты бывают: с нормальным стержнем, с подголовком, с утолщенным точно изготовленным стержнем для постановки без зазора в обработанное разверткой отверстие, со стержнем уменьшенного диаметра для повышения податливости и сопротивления усталости при переменных нагрузках



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

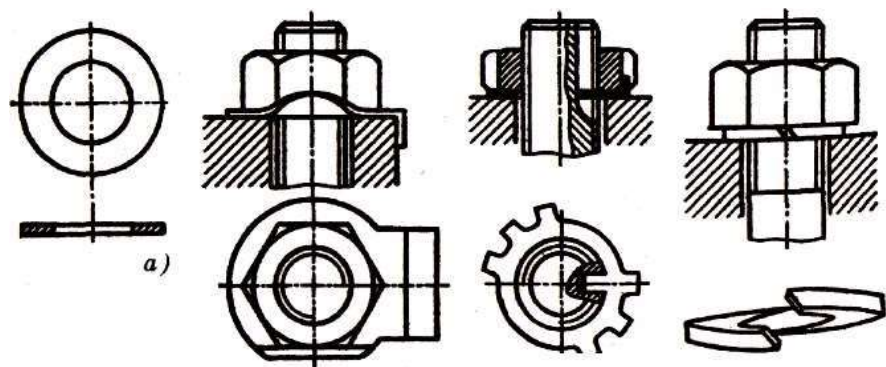
Конструктивные особенности гаек и шайб



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

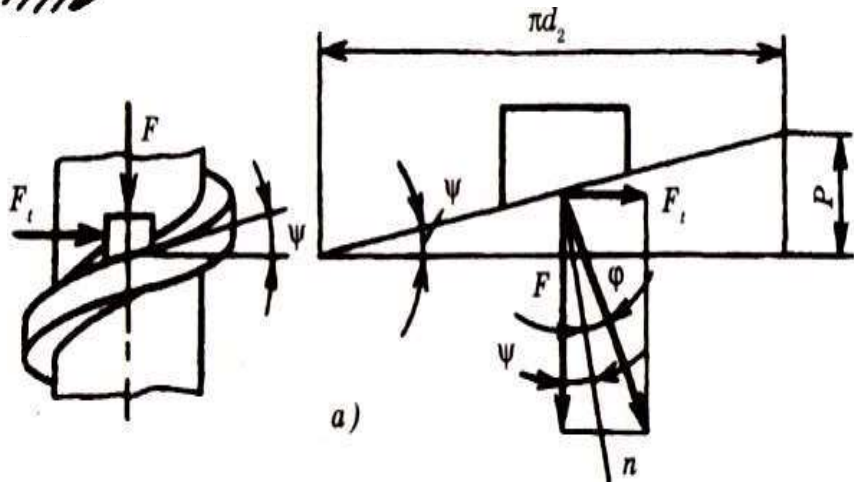
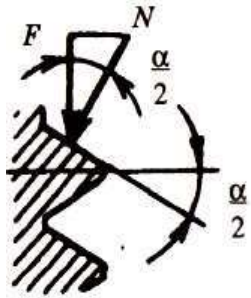
В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают: нормальные, высокие и низкие. Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках с целью уменьшения износа

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



Шайбы. Шайбы служат для предохранения деталей от задиров 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



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, $\text{tg}\phi = f_1$

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

Момент трения на торце гайки или головки: $T_T = F \cdot f \cdot D_{cp} / 2$;

Момент заворачивания :

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

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

Условие самоторможения в резьбе:

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

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

При коэффициенте трения $f_1 = 0,1$ (сталь по стали);

угол $\phi = 6^\circ$, а для крепежных резьб значение угла

подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' - 3^\circ 30'$,

следовательно крепежные резьбы – самотормозящие.

η - КПД винтовой пары

определяется отношением работы, затраченной на заворачивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения.

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

$$\eta = \text{tg}(\psi) / (\text{tg}(\psi + \phi)).$$

Расчет резьбовых соединений

Расчет ненапряженных болтов (винтов)

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

где P – осевая нагрузка;

Z – число болтов;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

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

$$F = P = P_{\text{зм}} f,$$

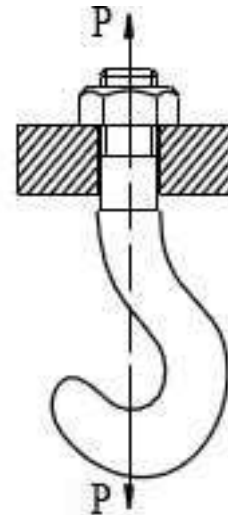
$$\sigma = \frac{1,3P_{\text{зм}}}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{1,3P}{Z f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma],$$

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

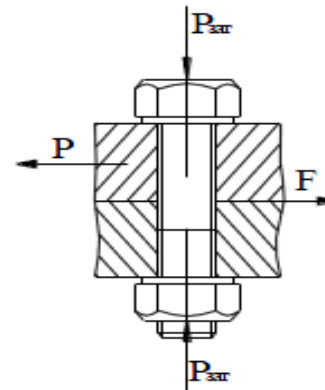
Z – число болтов;

Расчет напряженных болтов

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



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



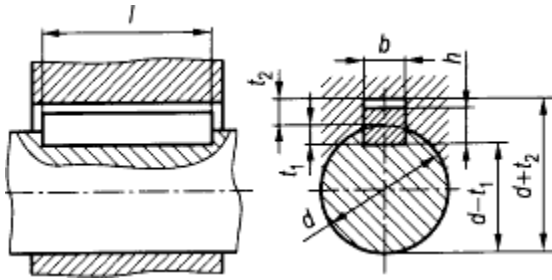
$$\tau = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau].$$

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

Шпоночные соединения

Призматические, наиболее распространенные по ГОСТ 23360-78 или призматические направляющие по ГОСТ 10780-79

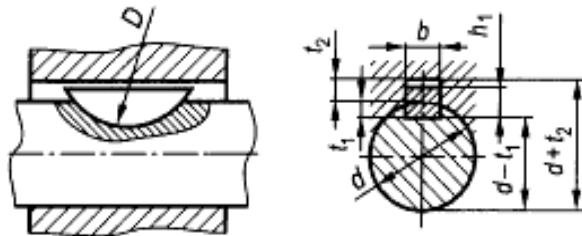
Призматические шпонки рассчитывают по следующим формулам:



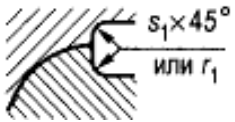
$$\tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}} \quad \sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{\text{смят}}$$

Сегментные шпонки по ГОСТ 24071-97

Сегментные шпонки рассчитывают по следующим формулам:

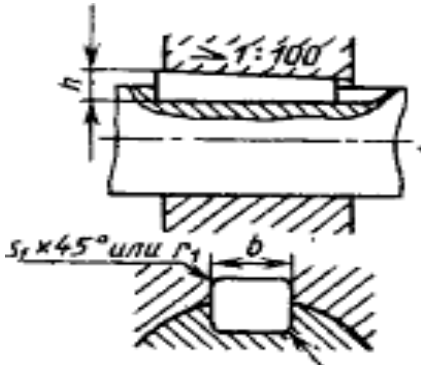


$$\tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}} \quad \sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2t_1dl) \leq [\sigma]_{\text{смят}}$$

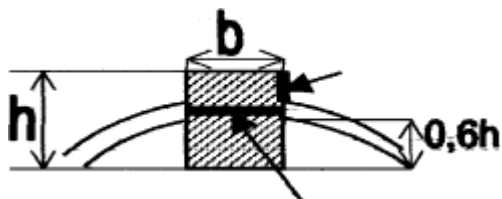


Клиновые шпонки по ГОСТ 24068-80

Клиновые шпонки рассчитывают по следующим формулам:

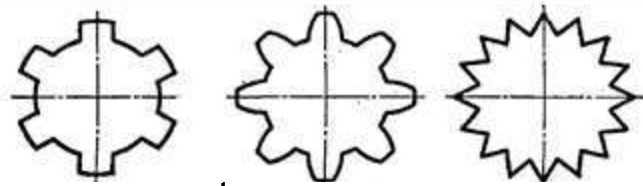


$$\tau_{\text{срез}} = 2M_{\text{вращ}} / (dbl) \leq [\tau]_{\text{срез}} \quad \sigma_{\text{смят}} = M_{\text{вращ}} / (0,2hdl) \leq [\sigma]_{\text{смят}}$$

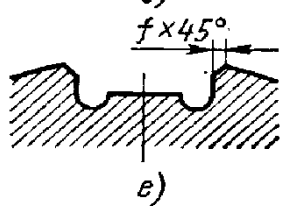
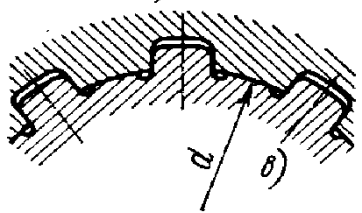
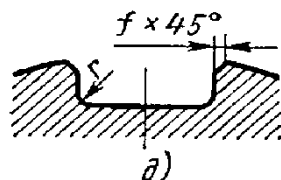
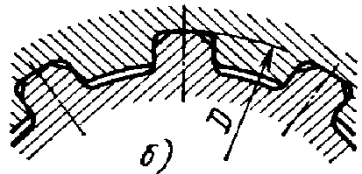
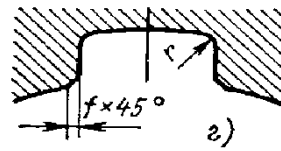
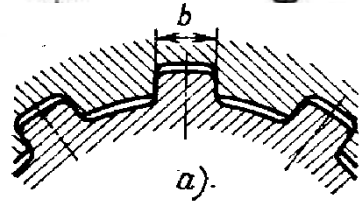


Для неподвижных шпоночных соединений допускаемое напряжение рекомендуется, следующее: $[\sigma]_{\text{см}} = 0,8 \cdot \sigma_T$, при пульсирующей - $[\sigma]_{\text{см}} = 0,55 \cdot \sigma_T$, при знакопеременной - $[\sigma]_{\text{см}} = 0,4 \cdot \sigma_T$. Значение σ_T принимается для наименее прочного материала (шпонки, вала или втулки)

Шлицевые соединения



В основном используются прямобочные шлицы (а) ГОСТ1139-80, реже встречаются эвольвентные (б) ГОСТ 6033-80 и 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 $D 8 \times 36H7/g6 \times 40$ по *внутренним* поверхностям при значительных радиальных нагрузках и твердости вала и втулки $HV \geq 350$; Обозначение $d 8 \times 36H7/e8 \times 40$

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),

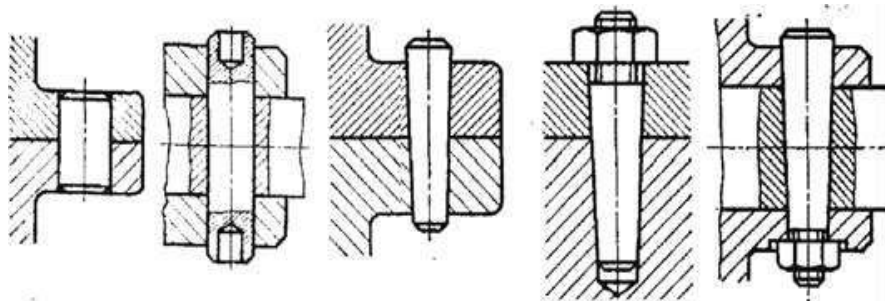
l - рабочая длина соединения, h - рабочая высота зубьев (для прямобочных шлицев

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

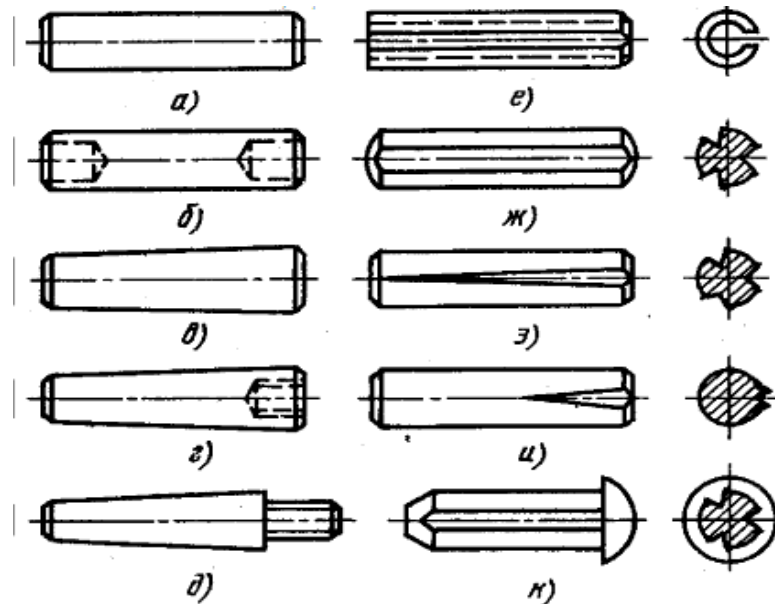
$k = 1,3 \dots 1,8$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки (меньшие значения принимать для эвольвентных шлицев и при центрировании по боковым поверхностям).

Неподвижные соединения - $[\sigma]_{см} = (25 \dots 150)$ МПа, для подвижных соединений, перемещаемых под нагрузкой - $[\sigma]_{см} = (5 \dots 15)$ 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%.

$$\tau_{\text{срез}} = \frac{8M_{\text{вращ}}}{\pi d_{\text{вала}}^2 d_{\text{штифта}}} \leq [\tau]_{\text{срез}}$$

$$\sigma_{\text{смят}} = \frac{2M_{\text{вращ}}}{d_{\text{вала}} d_{\text{штифта}} (D_{\text{ступицы}} - d_{\text{вала}})} \leq [\sigma]_{\text{смят}}$$