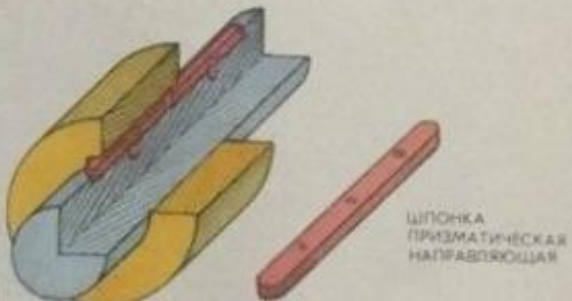
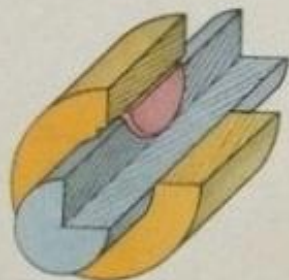
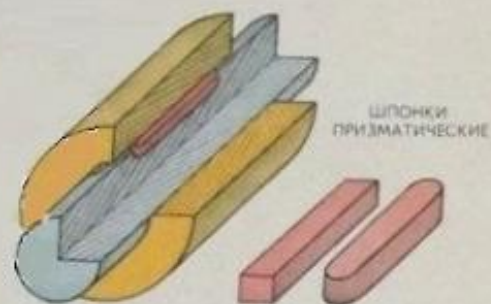


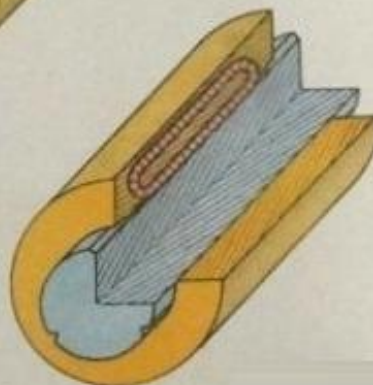
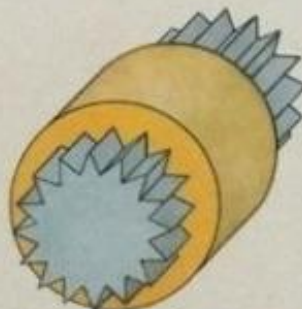
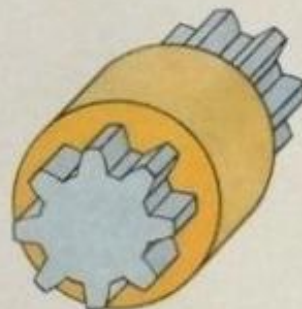
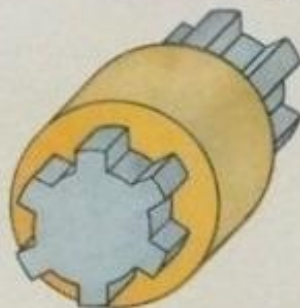


СОЕДИНЕНИЯ «ВАЛ-СТУПИЦА»

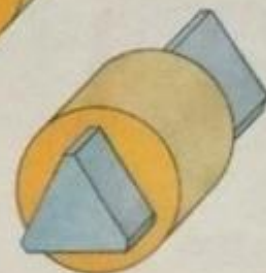
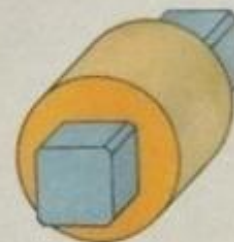
ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



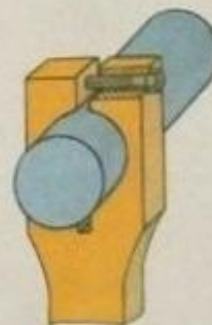
ЗУБЧАТЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



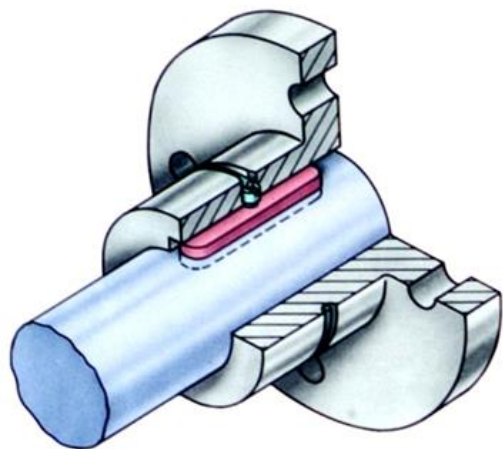
КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



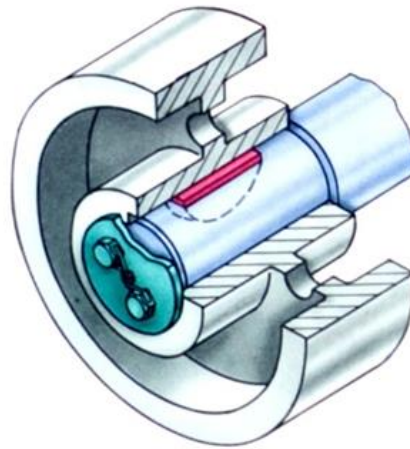
ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпонки служат для передачи крутящего момента от вала к установленным на нем деталям (шкивам, зубчатым колесам, муфтам и т. д.) или, наоборот, от этих деталей к валу.

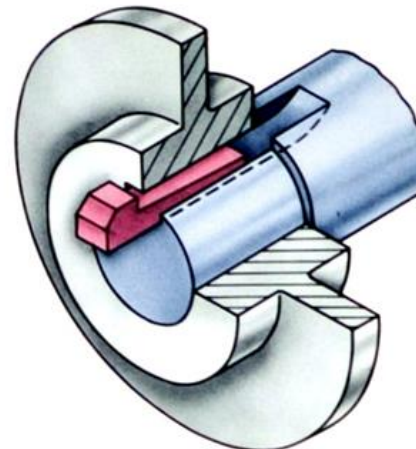
ТИПЫ ШПОНОК



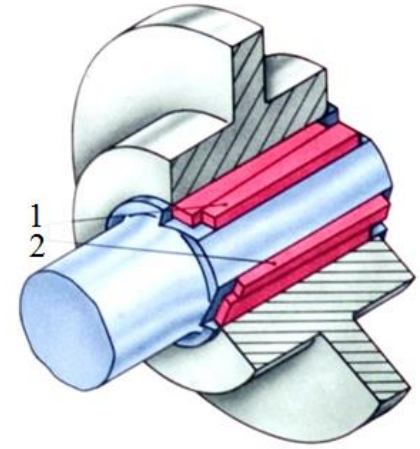
Призматическая



Сегментная



Клиновая



Тангенциальные

Различают *напряженные* и *ненапряженные* шпоночные соединения.

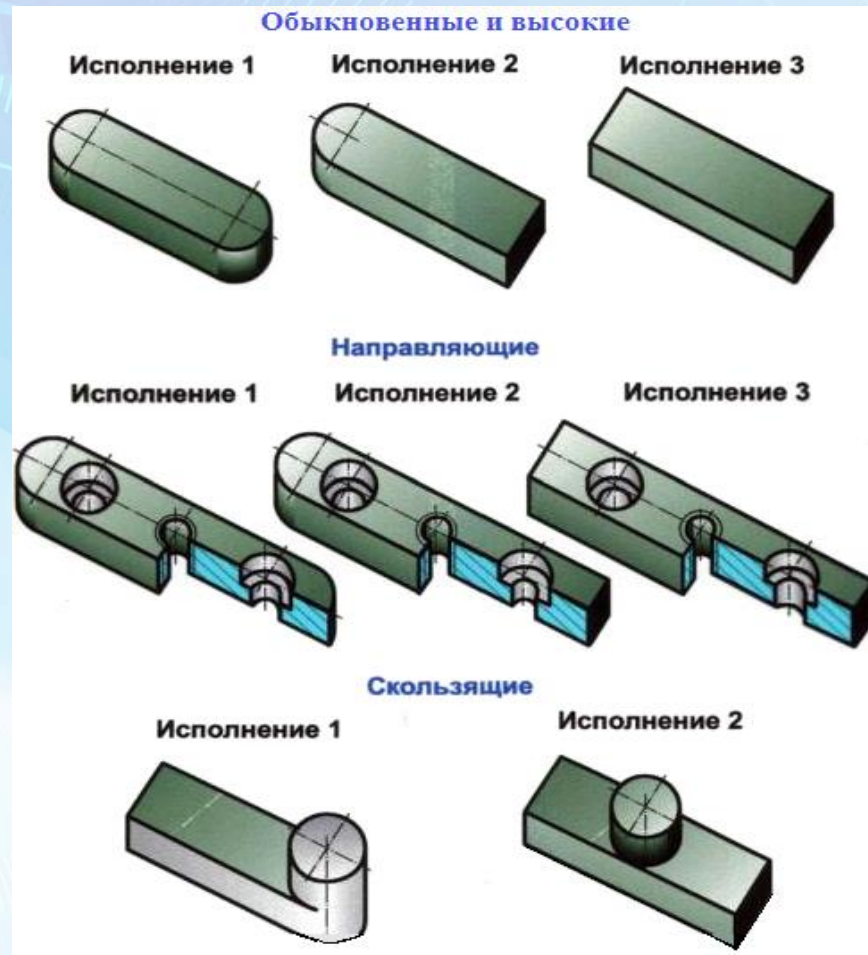
В напряженных соединениях напряжения на рабочих поверхностях шпонки создаются при монтаже до передачи крутящего момента. Реализуют напряженные соединения клиновыми и тангенциальными шпонками. Все остальные типы шпонок реализуют ненапряженные соединения.

Призматические шпонки

Призматические шпонки являются наиболее распространенным типом шпонок. Они выполняются врезными. Примерно половина высоты шпонки размещается в пазу вала, другая половина – в пазу ступицы.

По назначению призматические шпонки делятся на *обыкновенные, высокие, направляющие и скользящие*.

КОНСТРУКЦИИ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ ШПОНОК

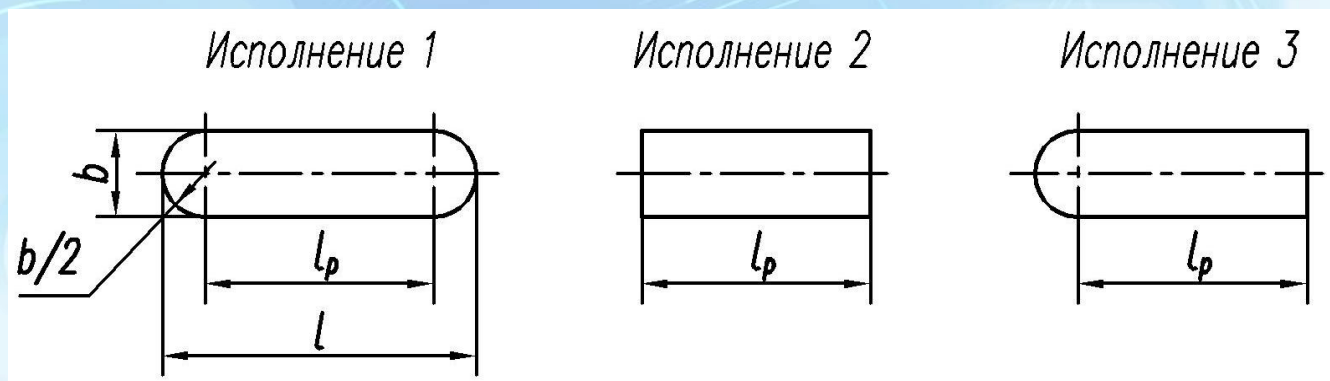


Обыкновенные и высокие шпонки предназначены для неподвижных соединений.

У высоких шпонок высота h в 1,2...1,5 раза больше, чем у шпонок по ГОСТ 23360-78. Это увеличивает нагрузочную способность шпоночного соединения, но ослабляет вал и ступицу, так как требует более глубоких пазов для размещения шпонки.

Размеры шпонки в поперечном сечении: ширина b и высота h , а также глубина шпоночных пазов на валу – t_1 и в ступице – t_2 определяются диаметром вала d . Длину шпонки l назначают из стандартного ряда, принимая ее на 5...10 мм меньше длины ступицы.

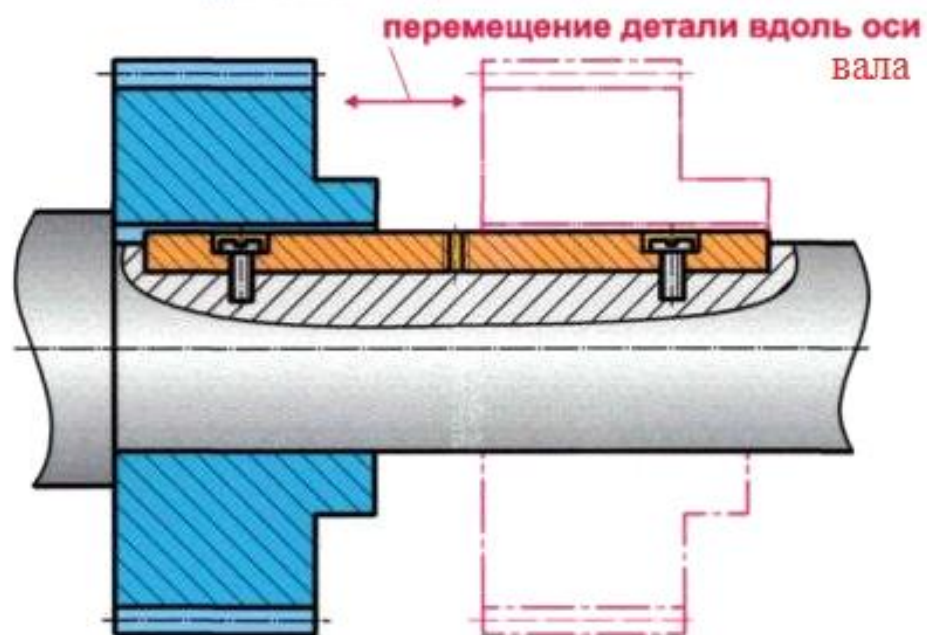
Для наиболее массовой шпонки, изготавливаемой по ГОСТ 23360-78, предусмотрено три исполнения:



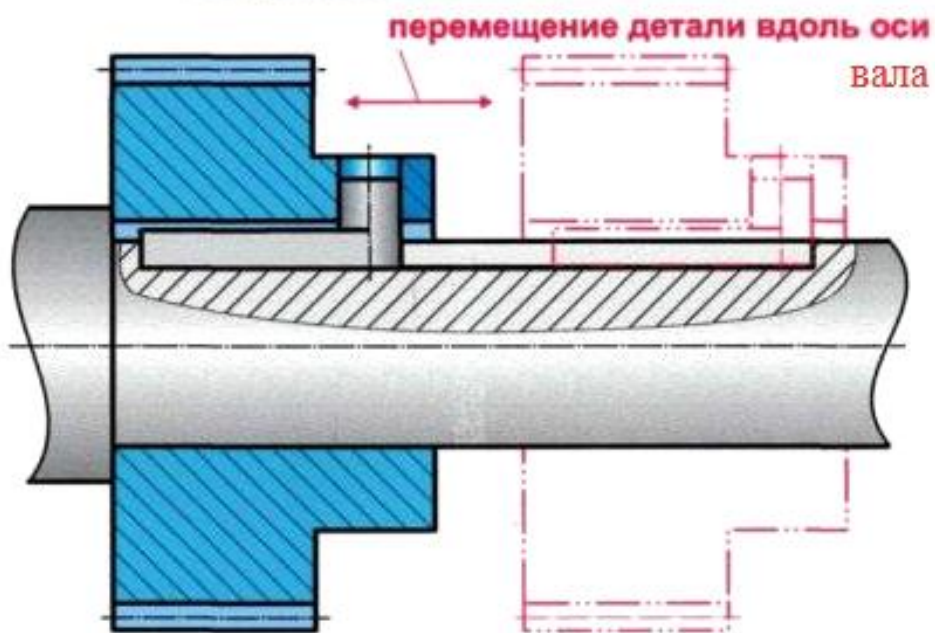
Рабочая длина шпонки l_p , определяющая нагрузочную способность соединения, не учитывает закругленные участки шпонки.

Так, для шпонки исполнения 1 запишем $l_p = l - b$, для шпонки исполнения 2 имеем $l_p = l$.

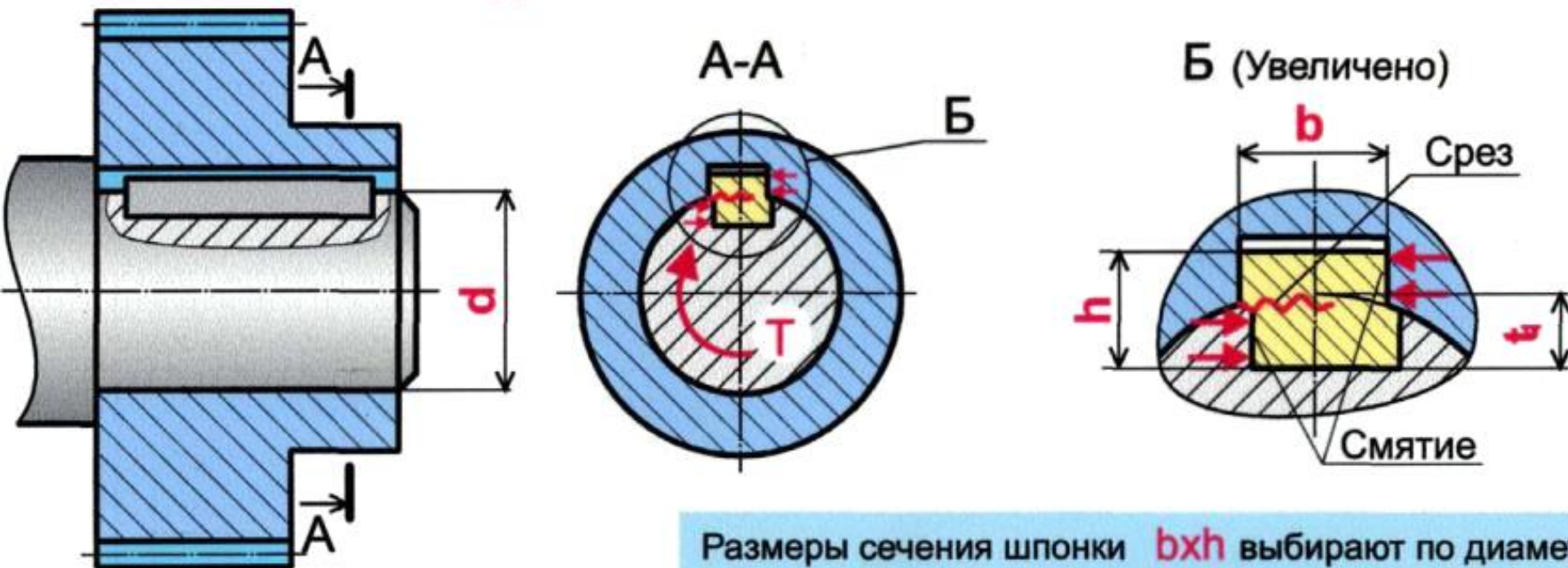
Соединение направляющей шпонкой



Соединение скользящей шпонкой



СОЕДИНЕНИЕ ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ШПОНКОЙ



Размеры сечения шпонки $b \times h$ выбирают по диаметру d .
Длину шпонки l назначают конструктивно.

Расчет соединения

на смятие

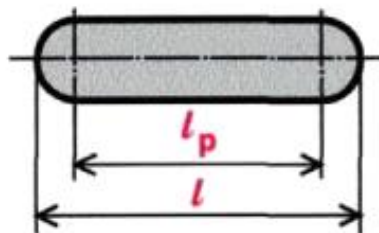
$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $F_t = \frac{2T}{d}$; $A_{\text{см}} = (h - t_1) \cdot l_p$.

на срез

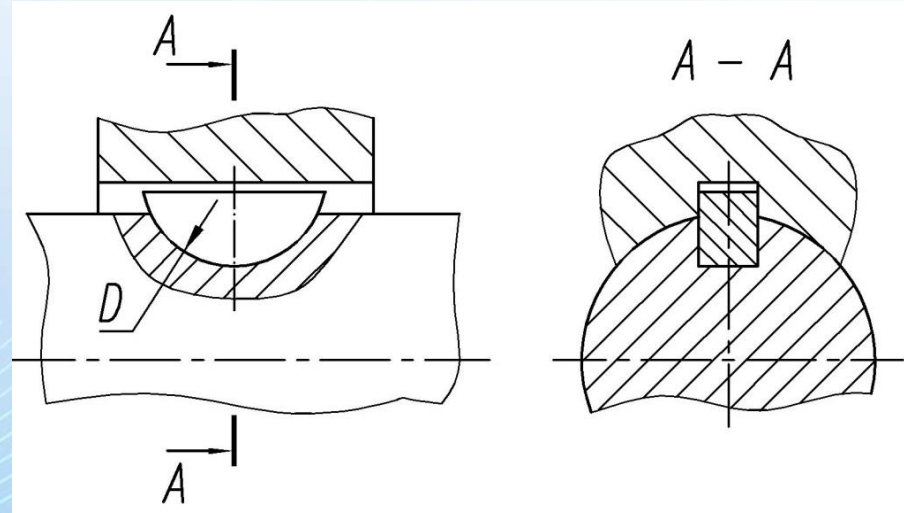
$$\tau_c = \frac{F_t}{A_c} \leq [\tau]_c$$

где $A_c = b \cdot l_p$.



Сегментные шпонки

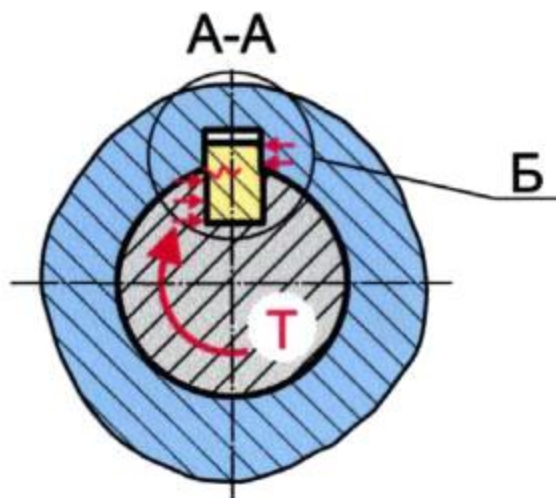
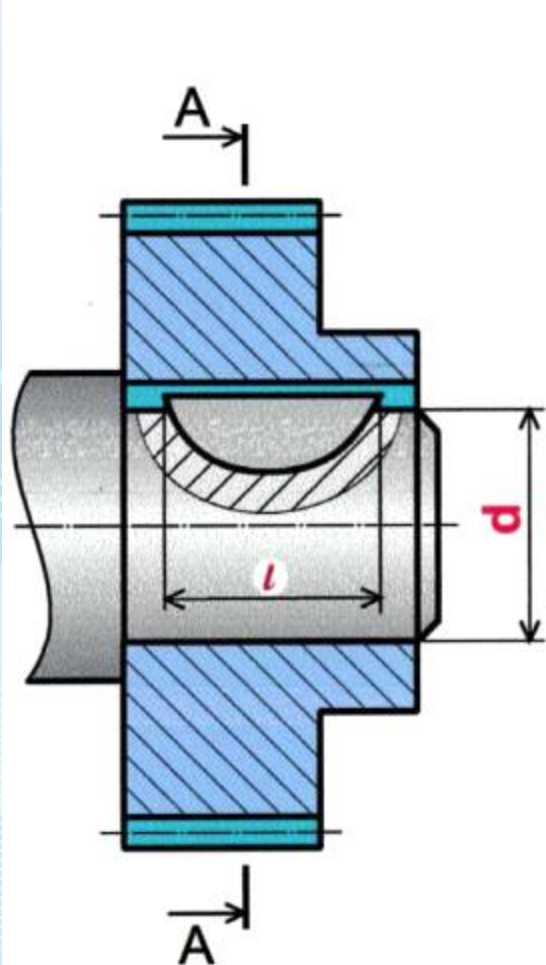
Сегментные шпонки по ГОСТ 24071-80 являются наиболее технологичными с точки зрения изготовления и сборки соединения. Рабочими гранями сегментных шпонок, так же как и призматических, являются боковые грани. Шпонки изготавливают из сегментного профиля, пазы на валах обрабатываются дисковыми фрезами.



К недостаткам соединения относится глубокий паз на валу, существенно ослабляющий прочность вала, и сравнительно малая длина шпонки, ограничивающая ее нагрузочную способность.

Сегментные шпонки рассчитываются аналогично призматическим.

СОЕДИНЕНИЕ СЕГМЕНТНОЙ ШПОНКОЙ



Размеры сечения шпонки $b \times h$ выбирают по диаметру d .
Длину шпонки l назначают конструктивно.

Расчет соединения

на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

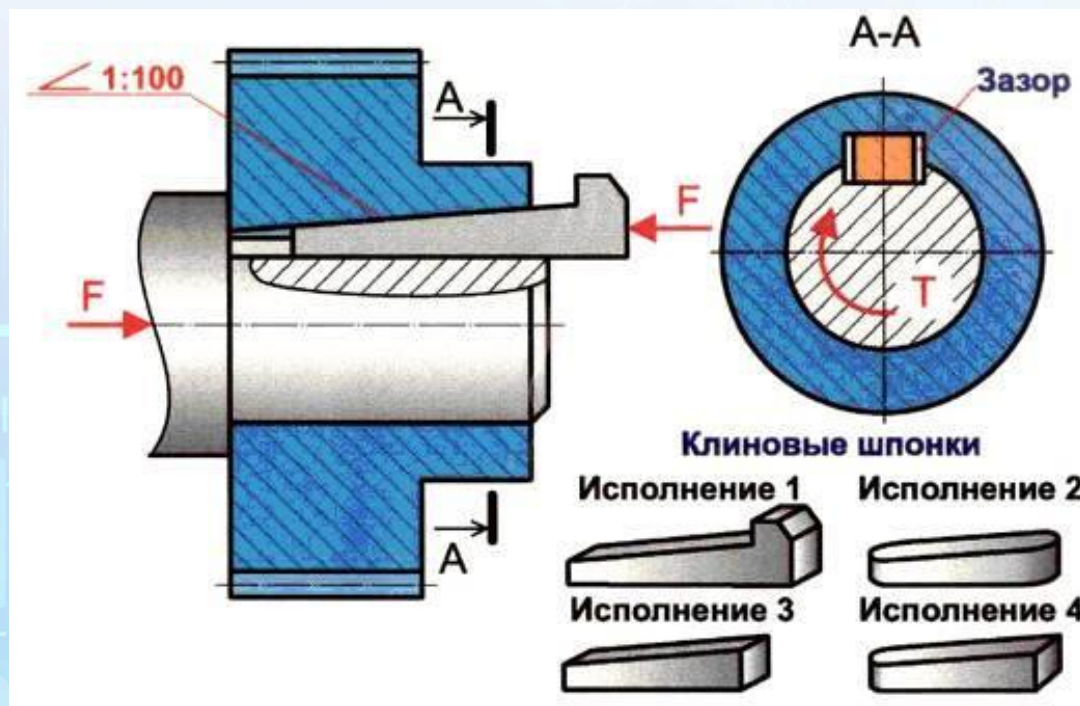
где $F_t = \frac{2T}{d}$; $A_{\text{см}} = (h - t_1) \cdot l$.

на срез

$$\tau_c = \frac{F_t}{A_c} \leq [\tau]$$

где $A_c = b \cdot l$.

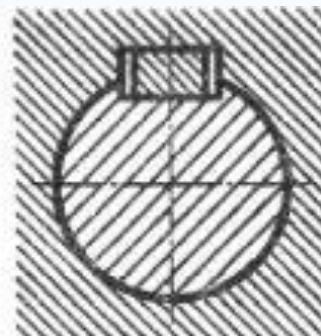
КЛИНОВЫЕ ШПОНКИ



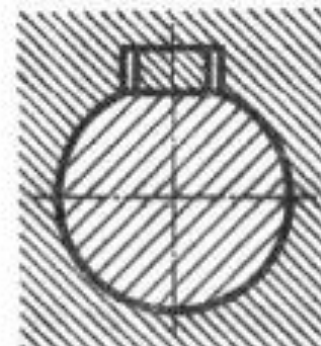
Клиновые шпонки имеют уклон 1:100 по грани, взаимодействующей со ступицей. Такой же уклон выполняют в пазу ступицы. Паз для шпонки может также выполняться на валу, в этом случае шпонки называют врезными.

Шпонки могут иметь головку, которая служит для выбивания шпонки из паза. Ступицы на валу для таких соединений устанавливают с небольшим зазором. Рабочими гранями шпонок являются широкие грани. По боковым граням шпонки предусматривают зазор для облегчения сборки соединения.

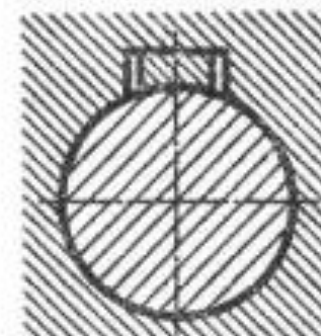
Клиновая
врезная



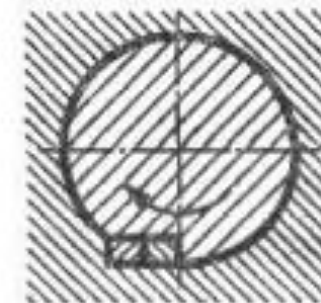
Клиновая
на лыске



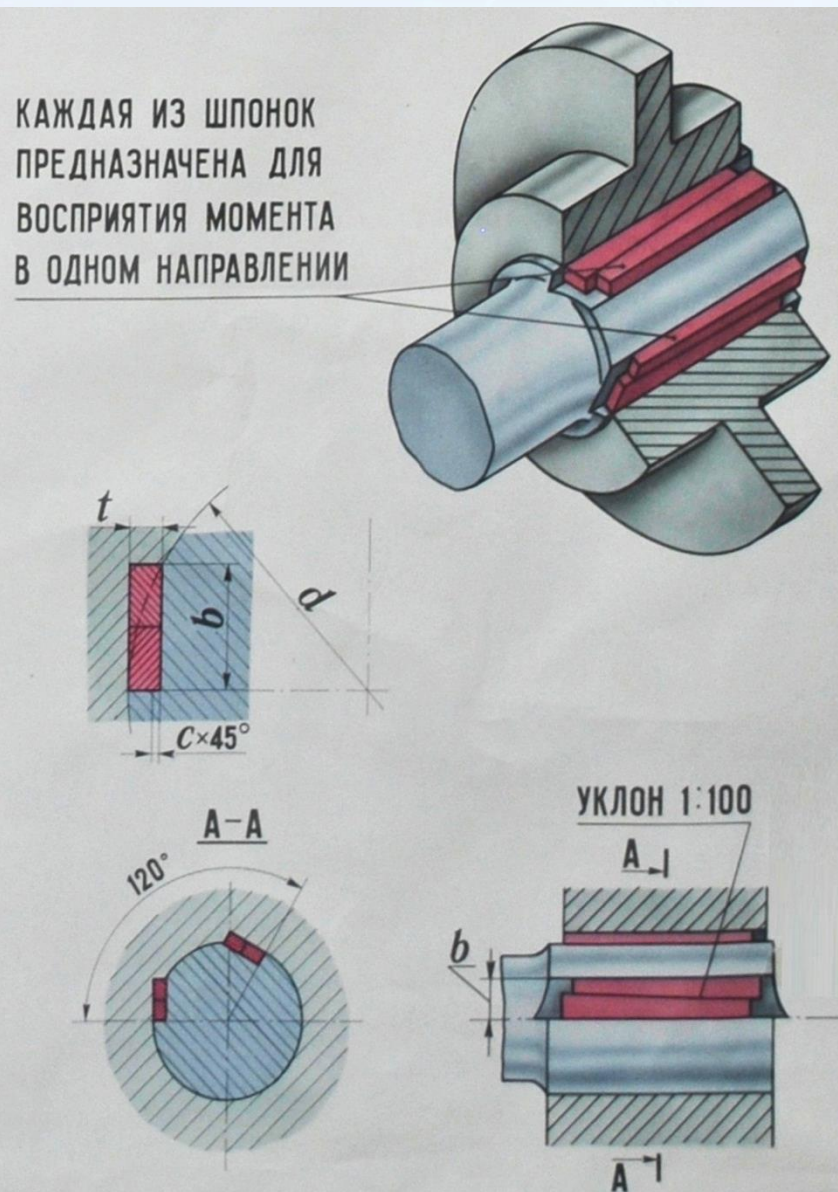
Клиновая
фрикционная



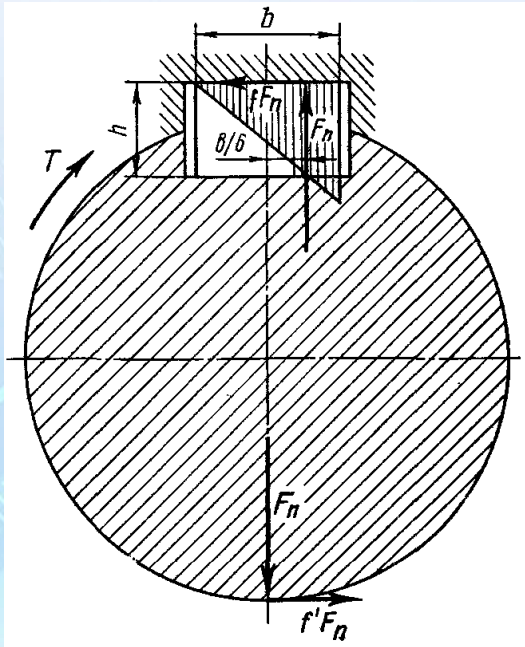
Клиновая
тангенциальн
ая



Тангенциальные шпонки



РАСЧЕТ КЛИНОВОЙ ШПОНКИ



Нормальная сила между ступицей и шпонкой

$$F_n = \frac{6T}{b + 6fd}$$

где T – передаваемый ступицей крутящий момент

Из принятого закона распределения напряжений смятия по ширине шпонки

$$F_n = 0,5bl\sigma_{см}$$

Проверочный расчет клиновой врезной шпонки проводят на смятие

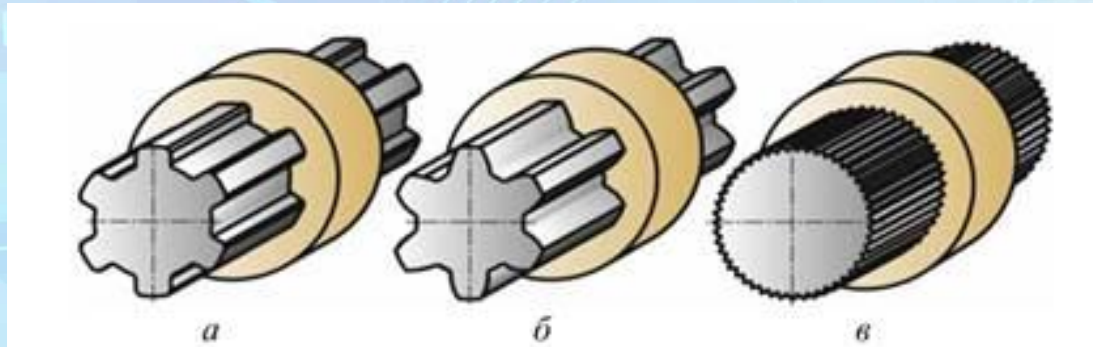
$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$$

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{lb(b + 6fd)} \leq [\sigma_{см}]$$

ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и впадин в отверстиях ступицы. Их можно рассматривать как многошпоночные соединения, у которых шпонки выполнены за одно целое с валом.

В зависимости от формы профиля зубьев различают три типа соединений: с *прямоугольными (а), с эвольвентными (б) и с треугольными (в) шлицами.*



Неподвижные соединения предназначены для жесткого соединения валов со ступицами. Подвижные соединения кроме передачи крутящего момента обеспечивают перемещение деталей в осевом направлении по валу.

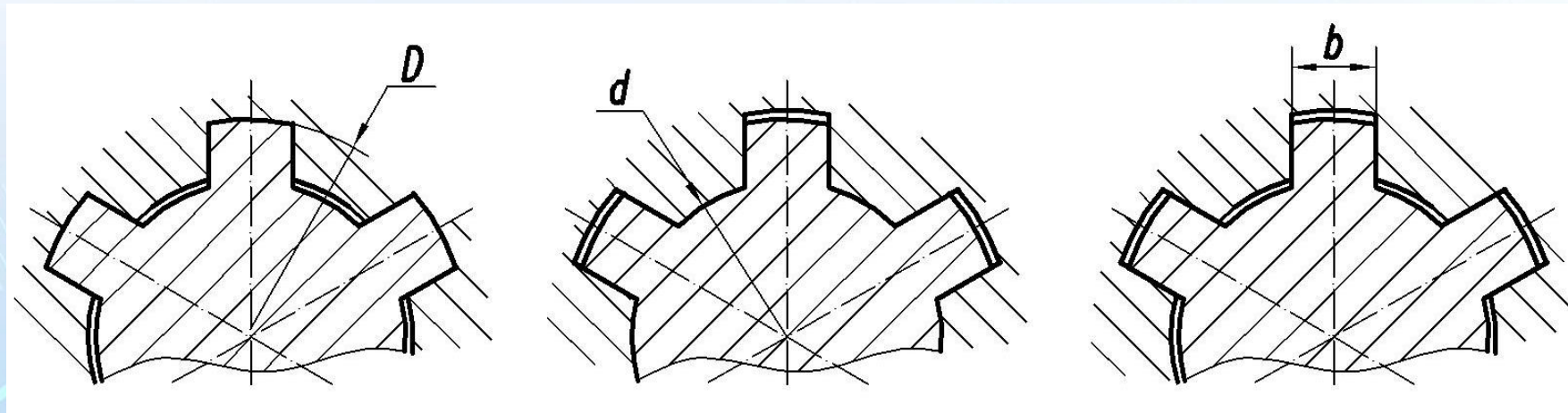
Достоинствами шлицевых соединений по сравнению со шпоночными являются: более высокая нагрузочная способность, лучшее центрирование соединяемых деталей, меньшая концентрация напряжений в материале вала.

Прямобоочные шлицевые соединения

Прямобоочные шлицевые соединения имеют постоянную ширину зубьев b . По высоте зубья ограничены наружным D и внутренним d диаметрами соединения.

Стандарт предусматривает три серии прямобоочных шлицевых соединений: легкую, среднюю и тяжелую. С переходом к более тяжелой серии при одинаковом d увеличиваются наружный диаметр, число шлицев z и повышается нагрузочная способность соединения.

Для прямоугольных шлицевых соединений используют три способа центрирования.

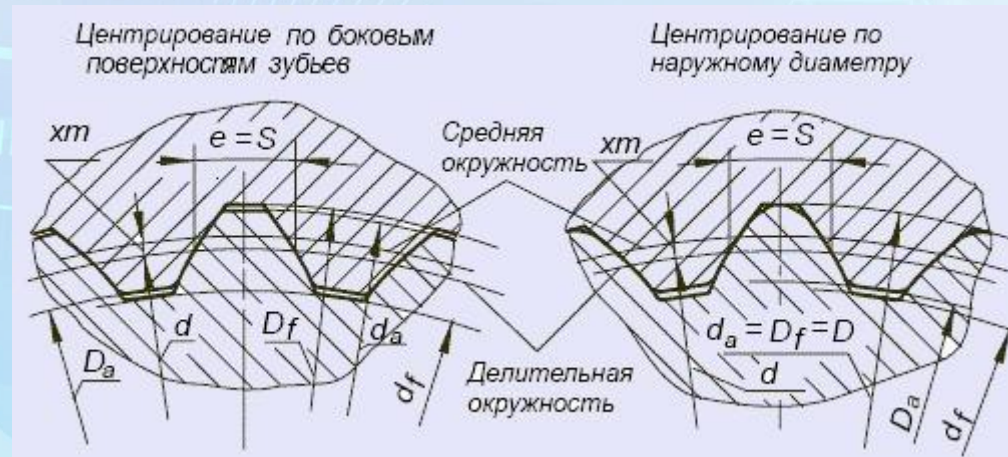


В соединениях, требующих высокой точности центрирования, используют центрирование по одному из диаметров. Наиболее технологичным является центрирование по наружному диаметру, которое рекомендуют при твердости внутренней поверхности ступицы до 350 HB. Если внутренняя поверхность ступицы имеет твердость больше 350 HB, то выполняют центрирование по внутреннему диаметру.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между шлицами, используется для передачи больших переменных и ударных нагрузок, когда не требуется высокая точность центрирования.

Эвольвентные шлицевые соединения

Считаются наиболее перспективными при больших диаметрах валов. Стандартизованы для диаметров до 500 мм, в то время как прямобочные шлицы стандартизованы только до 125 мм.



По сравнению с прямобочными соединениями имеют большую нагрузочную способность, проще в изготовлении. Боковой профиль шлицев очерчивается эвольвентой с увеличенным по сравнению с зубчатым зацеплением углом зацепления $\alpha = 30^\circ$ (вместо 20°) и уменьшенной высотой зуба $h = t$ (вместо $h = 2,25t$), где t – модуль. Эти соединения выполняют с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру.

Расчет шлицевых соединений

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление смятию и изнашиванию рабочих поверхностей шлицев. В соответствии с этим работоспособность соединений определяется напряжениями смятия на контактной поверхности шлицев. Параметры соединения выбирают по диаметру вала и длине ступицы. При упрощенном расчете принимают, что нагрузка равномерно распределяется по длине шлицев.

Расчет выполняют как проверочный на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000T}{K_z z h d_{\text{ср}} l_p} \leq [\sigma_{\text{м}}],$$

где T – передаваемый крутящий момент, Н·м;

$K_z = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, зависящий от условий работы и точности изготовления;

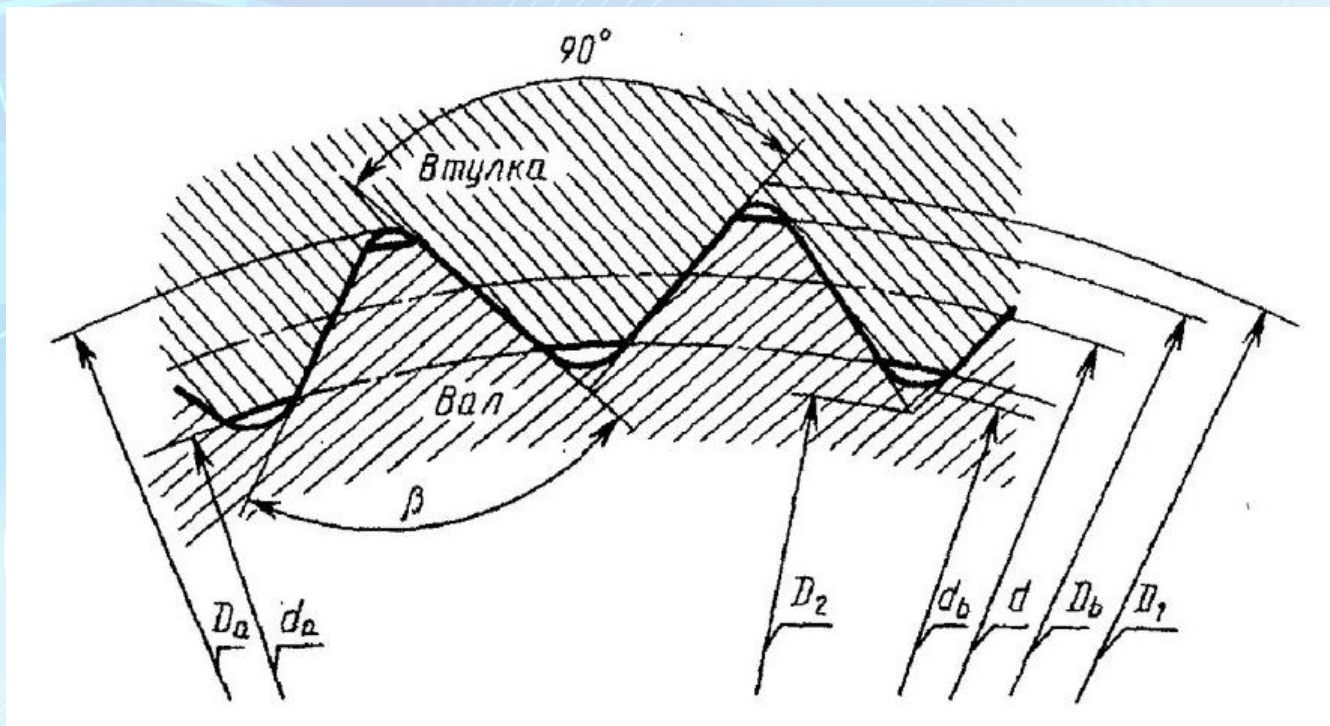
$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения;

h – рабочая высота зубьев;

l_p – рабочая длина соединения.

Треугольные шлицевые соединения

Треугольные шлицевые соединения используют для неподвижных соединений, передающих малые крутящие моменты, при использовании тонкостенных втулок и для замены прессовых посадок. Центрирование только по боковым поверхностям зубьев.



Средний диаметр и высота шлица в прямобочном соединении:

$$d_{\text{ср}} = 0.5(d + D); h = 0.5(D - d) - 2C,$$

где C - размер фаски шлица.

В соединении с эвольвентными шлицами:

$$d_{\text{ср}} = D - 1.1m, h = 0.815 m.$$

В соединении с треугольными шлицами:

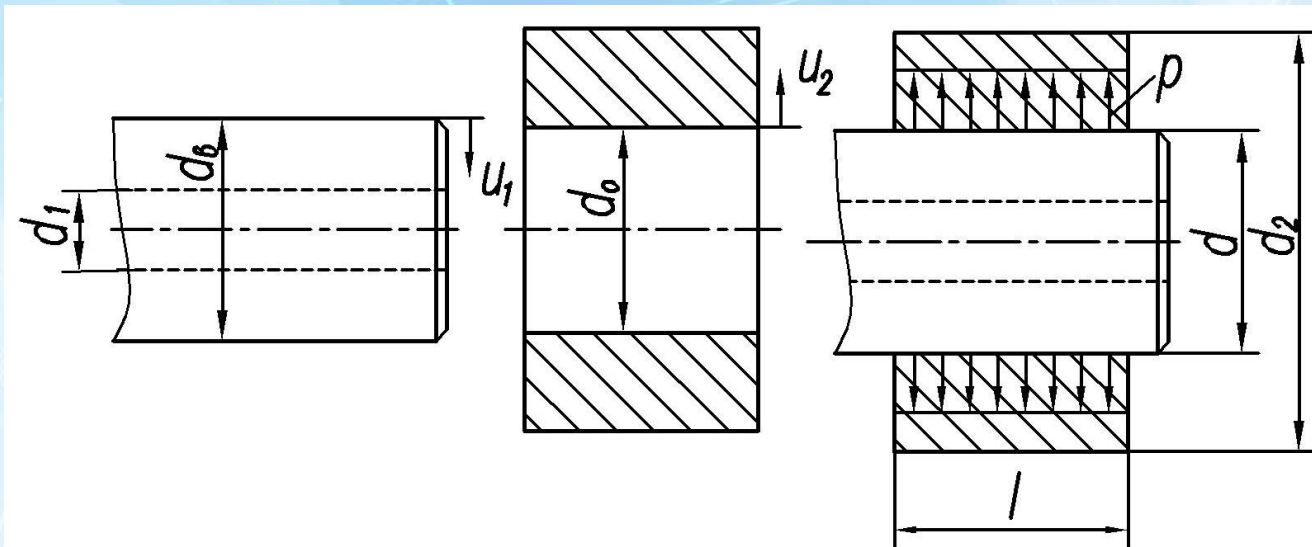
$$d_{\text{ср}} = mz$$

В ГОСТ 21425-75 дается уточненный расчет прямобочных шлицевых соединений, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине шлица, приработку рабочих поверхностей, смазку, срок службы и т. д. Нагрузочная способность соединения рассчитывается отдельно на смятие и износ.

Соединения с натягом

Соединения деталей с натягом находят широкое применение в машиностроении. Натяг в соединении создается за счет разности размеров охватывающей детали (отверстия) и охватываемой детали (вала) до сборки. При этом диаметр вала d_v больше диаметра отверстия d_o .

Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей.



Достоинства цилиндрических соединений с натягом:

простота конструкции, хорошее центрирование соединяемых деталей, возможность восприятия больших нагрузок и хорошее восприятие динамических нагрузок. Хотя соединения деталей с натягом обычно относят к неразъемным, однако цилиндрические соединения допускают разборку (распрессовку) и сборку (запрессовку) деталей.

Недостатки цилиндрических соединений с натягом:

сложность сборки и разборки соединений, возможность уменьшения натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке (запрессовке), требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и повышенной точности изготовления.

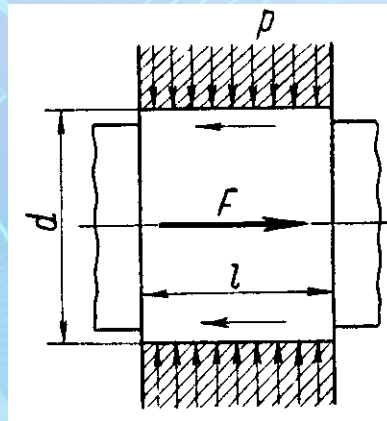
Надежность соединения с натягом в основном зависит от размера натяга, который принимается в соответствии с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок. По способу сборки различают цилиндрические соединения с натягом, *собираемые запрессовкой и с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали*. Надежность соединения, собираемого с нагревом или охлаждением, примерно в 1,5 раза выше, чем у соединения, собираемого запрессовкой, так как при запрессовке неровности контактных поверхностей деталей частично срезаются и сглаживаются, что ослабляет прочность соединения.

Значение натяга и соответственно вид посадки соединения с натягом определяются в зависимости от требуемого давления на посадочной поверхности соединяемых деталей. Давление p должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, полностью противодействовали внешним силам, действующим на детали соединения.

Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующим условий:

при нагружении соединения осевой силой F должно быть F

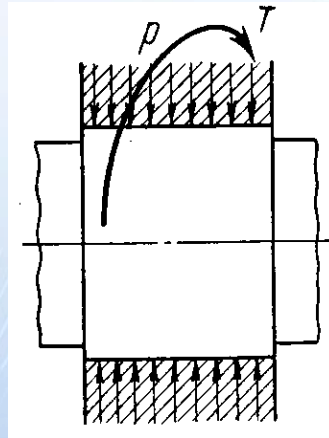
$$F \leq f\pi dlp$$



откуда требуемое давление на поверхности контакта

$$p \geq F/(f\pi d).$$

При нагружении соединения крутящим моментом T необходимо, чтобы $T \leq f\pi dlp/2$

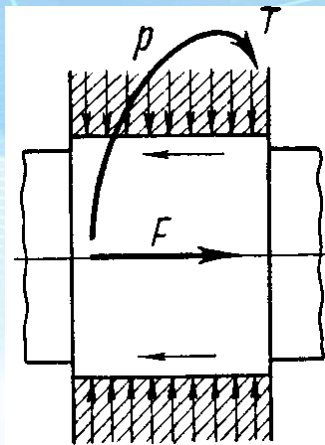


откуда

$$p \geq 2T/(fd^2l)$$

при нагружении соединения одновременно осевой силой F и крутящим моментом T должно быть

$$\sqrt{F^2 + (2T/d)^2} \leq f\pi dl$$



откуда
$$p \geq \sqrt{F^2 + (2T/d)^2} / (f\pi dl)$$

После сборки соединения диаметр посадочной поверхности равен d ($d_o < d < d_b$). Каждая точка контактной поверхности ступицы в процессе запрессовки переместится на величину u_2 , а контактной поверхности вала – на величину u_1 . При этом появляется радиальный натяг $\delta = u_1 + u_2$.

Расчетный натяг

$$N_p = 2\delta = 2(u_1 + u_2).$$

На посадочной поверхности возникает удельное давление p , которому соответствуют силы трения, обеспечивающие неподвижность соединения при действии изгибающих M и крутящих T моментов, а также осевых сил F_a . Из теории упругости известно (задача Ламе), что радиальные перемещения u_i пропорциональны давлению p :

$$u_1 = \lambda_1 p; \quad u_2 = \lambda_2 p,$$

где λ_i – коэффициенты радиальной податливости; u_i , мкм;

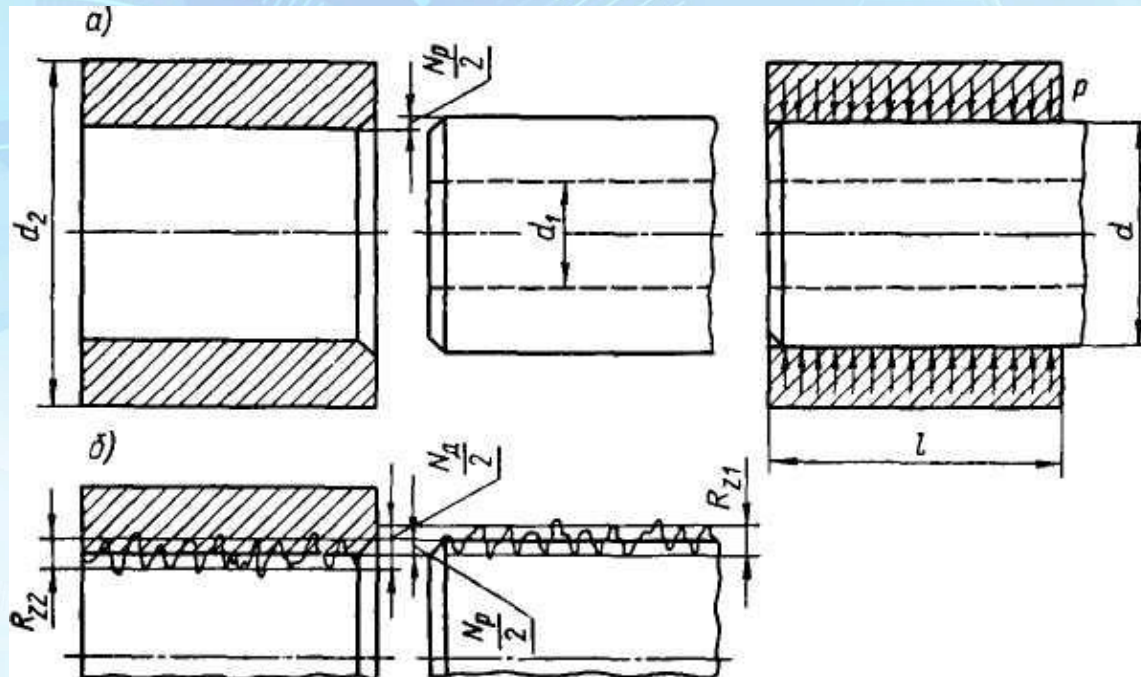
$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1} \left[\frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 \right], \quad \lambda_2 = \frac{d}{2E_2} \left[\frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2 \right],$$

здесь E_1 , E_2 , μ_1 и μ_2 – соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и ступицы;

d_1 – диаметр центрального отверстия вала (для сплошного круглого вала $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр ступицы.

Подставим значения u_i в формулу для N , тогда

$$N_p = 2p (\lambda_1 + \lambda_2).$$



При сборке соединения неровности контактных поверхностей деталей срезаются и сглаживаются. Для компенсации этого действительный натяг N_D соединения должен быть больше расчетного натяга N_p . Зависимость между N_D и N_p выражается формулой

$$N_D = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2})$$

где R_{z1} и R_{z2} — высоты неровностей профилей по десяти точкам сопрягаемых поверхностей. По значению N_D подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг N_M должен быть равен N_D или близок к нему.

При сборке цилиндрического соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали необходимая разность температур соединяемых деталей

$$t = (N_{\delta} + S_{M.Д}) / (\alpha d)$$

где N_{δ} — наибольший натяг выбранной для соединения посадки;

$S_{M.Д}$ - зазор, необходимый для сборки соединения;

α - температурный коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали;

d - номинальный посадочный диаметр.

При проверке прочности деталей цилиндрического соединения необходимо исходить из наибольшего возможного натяга N_{δ} выбранной посадки и соответствующего ему наибольшего расчетного натяга

$$N_{\delta.p} = N_{\delta} - 1,2(R_{z1} + R_{z2})$$

а также возможного максимального давления на контактной поверхности соединяемых деталей

$$p = N_{\delta.p} / [d(c_1/E_1 + c_2/E_2)]$$

Наибольшие эквивалентные напряжения

Эпюры напряжений в поперечном сечении деталей соединения показаны на рис. Знак + соответствует растягивающим напряжениям, знак – сжимающим. По третьей теории прочности условие отсутствия пластических деформаций имеет вид

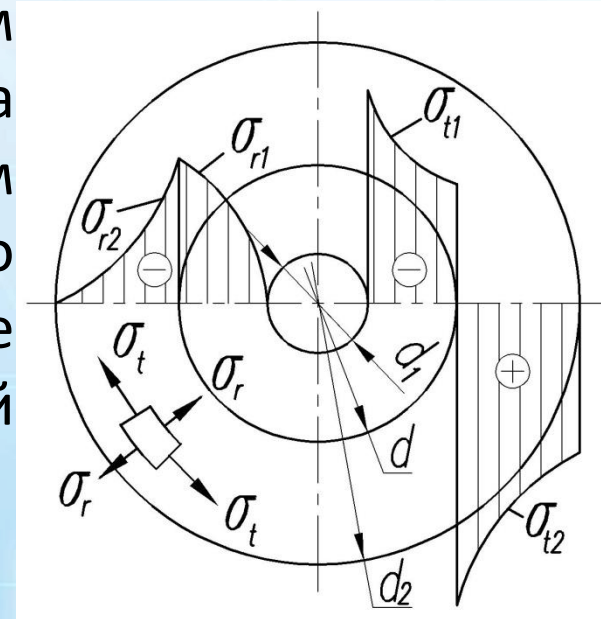
$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где σ_1 – максимальное, а σ_3 – минимальное нормальные напряжения в опасной точке.

Как следует из формул Ламе, наибольшие эквивалентные напряжения действуют на внутренних поверхностях вала и ступицы. Для вала при $d_T = d_1$ имеем

$$\sigma_1 = \sigma_{r1} = 0, \quad \sigma_3 = \sigma_{t1} = -2p / [1 - (d_1/d)^2].$$

В результате получим $\sigma_{\text{экв}1} = 2p / [1 - (d_1/d)^2] \leq \sigma_{T1}$.



Максимальный допустимый натяг

Следовательно, максимальное допустимое по условию прочности вала давление равно

$$p_{\max 1} = 0,5 \sigma_{T1} [1 - (d_1/d)^2].$$

Для ступицы при $d_T = d$ имеем

$$\sigma_1 = \sigma_{t2} = p \frac{(d_2/d)^2 + 1}{(d_2/d)^2 - 1}, \quad \sigma_3 = \sigma_{r2} = -p.$$

Отсюда следует, что максимальное допустимое по условию прочности ступицы давление равно

$$p_{\max 2} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2].$$

Из полученных значений $p_{\max i}$ выбирают наименьшее, обозначая его $p_{\max}$.

Максимальный допустимый натяг:

$$[N]_{\max} = 2p_{\max} (\lambda_1 + \lambda_2) + u.$$

Выбор стандартной посадки

Значения $[N]_{\min}$ и $[N]_{\max}$ являются ограничениями при выборе стандартной посадки, которая характеризуется минимальным $N_{\min}$ и максимальным $N_{\max}$ натягами. Должны выполняться следующие условия:

$$[N]_{\min} < N_{\min} < N_{\max} < [N]_{\max}.$$

При сборке соединения температурным деформированием определяют либо температуру нагрева охватываемой детали

$$t = 20^{\circ} + \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{10^3 d \alpha},$$

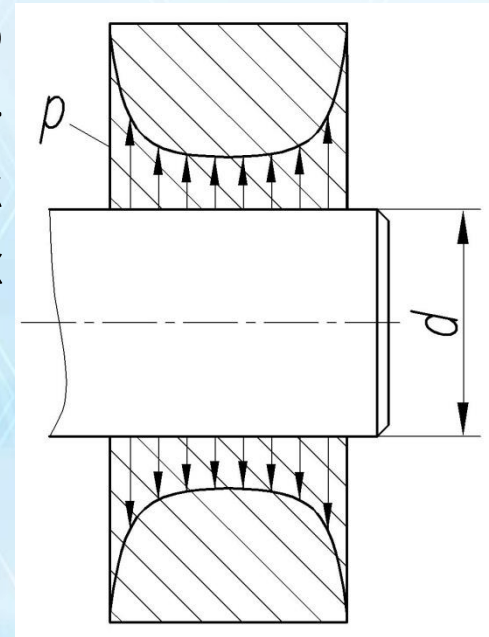
либо температуру охлаждения охватываемой детали

$$t = 20^{\circ} - \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{10^3 d \alpha},$$

где α – коэффициент линейного расширения материала детали; $z_{\text{сб}}$ – зазор для облегчения сборки.

Концентрация напряжений в соединениях с натягом

Экспериментально установлено, что давления в прессовом соединении неравномерно распределены по длине ступицы. Как следует из типичной эпюры контактных давлений по краям ступицы давление существенно возрастает. Это объясняется вытеснением сжатого материала от середины ступицы к краям. Влияние концентрации давлений на усталостную прочность вала зависит





**СПАСИБО
ЗА ВНИМАНИЕ**