

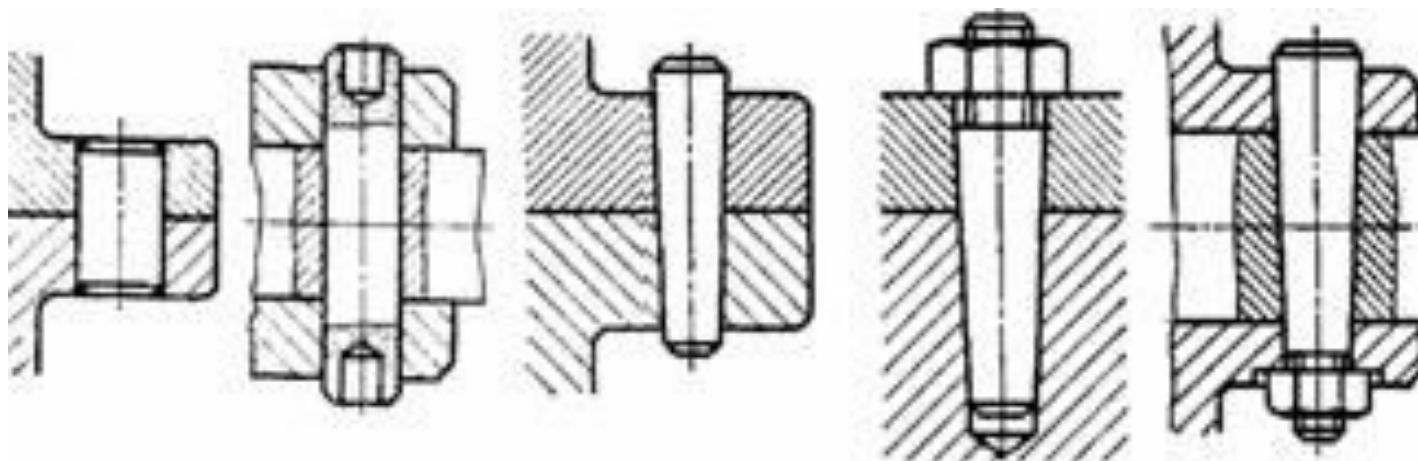
Лекция 5а

Соединения типа вал – ступица.

Шпоночные, шлицевые, штифтовые
и профильные соединения.

Соединения с натягом.

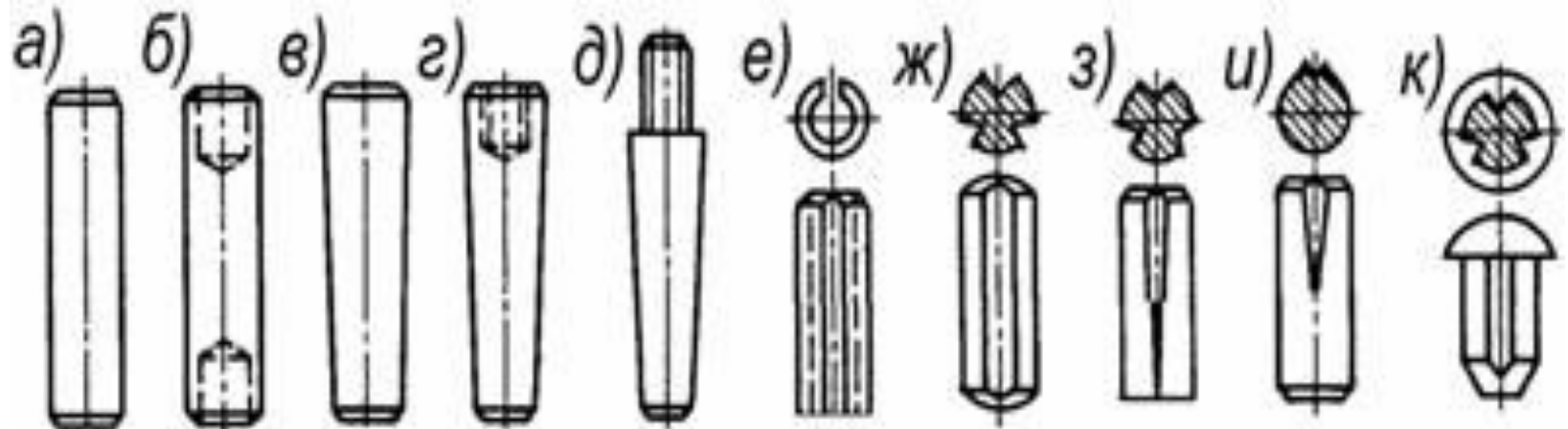
- ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ



По назначению штифты разделяют на силовые и установочные.

В качестве силовых используют конические и фасонные штифты.

Конструкции 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. Применяются специальные срезаемые штифты, служащие предохранителями.

Достоинства штифтовых соединений:

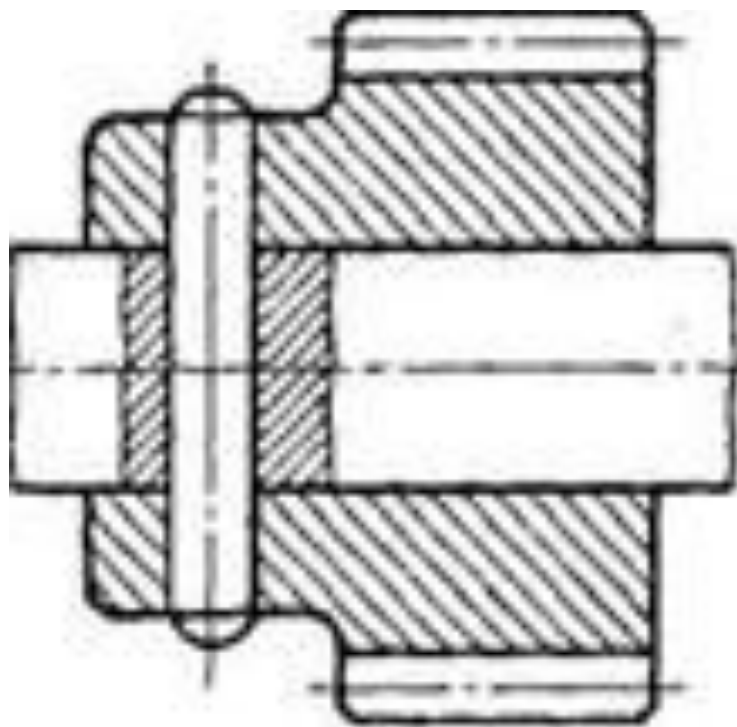
- простота конструкции;
- простота монтажа-демонтажа;
- точное центрирование деталей благодаря посадке с натягом;
- работа в роли предохранителя, особенно при креплении колёс к валу.

Недостатком штифтовых соединений является ослабление соединяемых деталей отверстием.

При больших нагрузках ставят два или три штифта (под углом 90 или 120°). При передаче знакопеременной нагрузки эти штифты следует устанавливать так, чтобы исключить их выпадение. Материал штифтов — сталь Ст5, Ст6, 40, 35Х и др. Гладкие штифты выполняют из стали 45 и А12, штифты с канавками и пружинные — из пружинной стали.

При закреплении колёс на валу штифты передают как вращающий момент, так и осевое усилие.

Соединение цилиндрическим штифтом



Подобно заклёпкам штифты работают на срез и смятие. Соответствующие расчёты выполняют обычно как проверочные

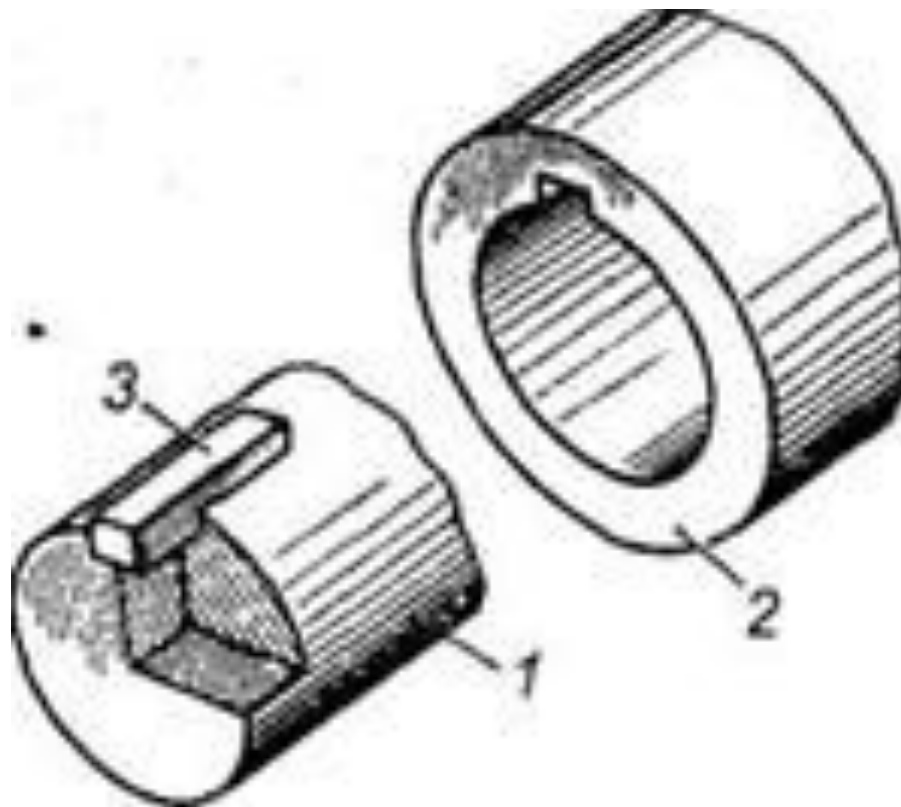
$$\tau_{ср} = \frac{8M_{ср}}{\pi d_{вала}^2 d_{штифта}} \leq [\tau]_{ср},$$

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{ср}}{d_{вала} d_{штифта} (D_{ступицы} - d_{вала})} \leq [\sigma]_{см}.$$

Штифты с канавками рассчитывают также, как гладкие, но допускаемые напряжения материала занижают на 50%.

Шпоночные соединения

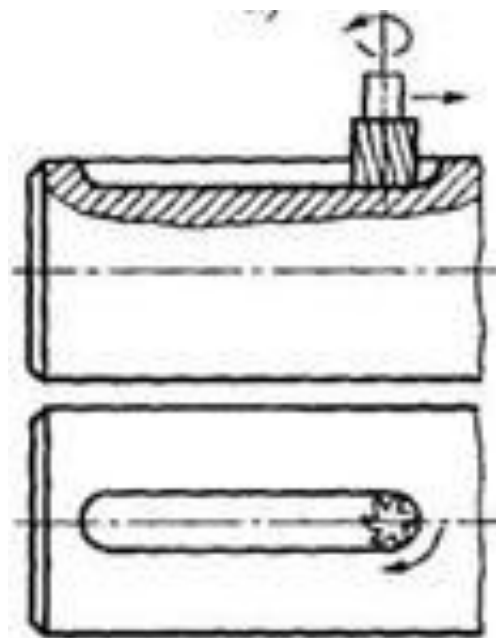
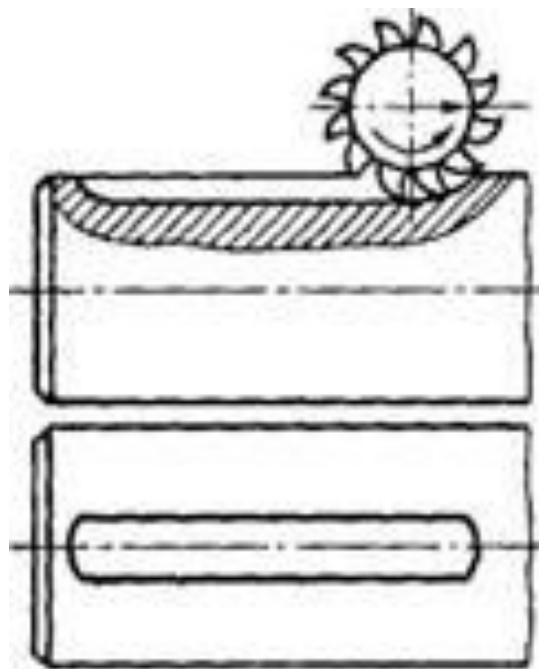
Шпоночные соединения служат для закрепления на валу (или оси) вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и т. п.), а также для передачи вращающего момента от вала 1 к ступице детали 2 или, наоборот, от ступицы к валу



1 — вал; 2 — ступица; 3 — шпонка

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковым или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

Для призматических шпонок пазы выполняют,



Достоинства шпоночных соединений.

- простота конструкции, дешевизна и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

Недостатки шпоночных соединений.

- шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали (из-за этого приходится увеличивать толщину ступицы и диаметр вала). Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом.
- шпоночные соединения нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки;

- шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений);
- трудность обеспечения их взаимозаменяемости (необходимость ручной подгонки шпонок), что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве.

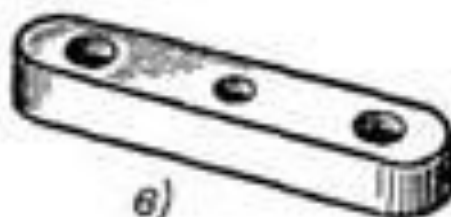
По конструкции шпонки подразделяют на:



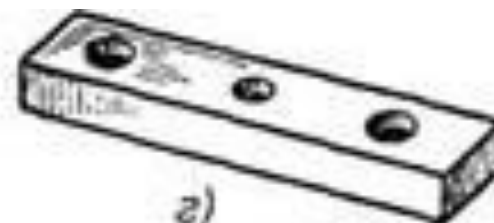
а)



б)



в)



г)



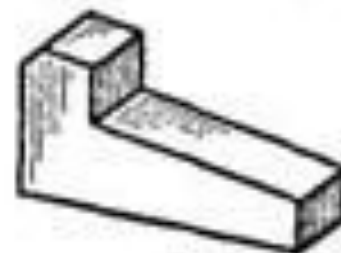
д)



е)

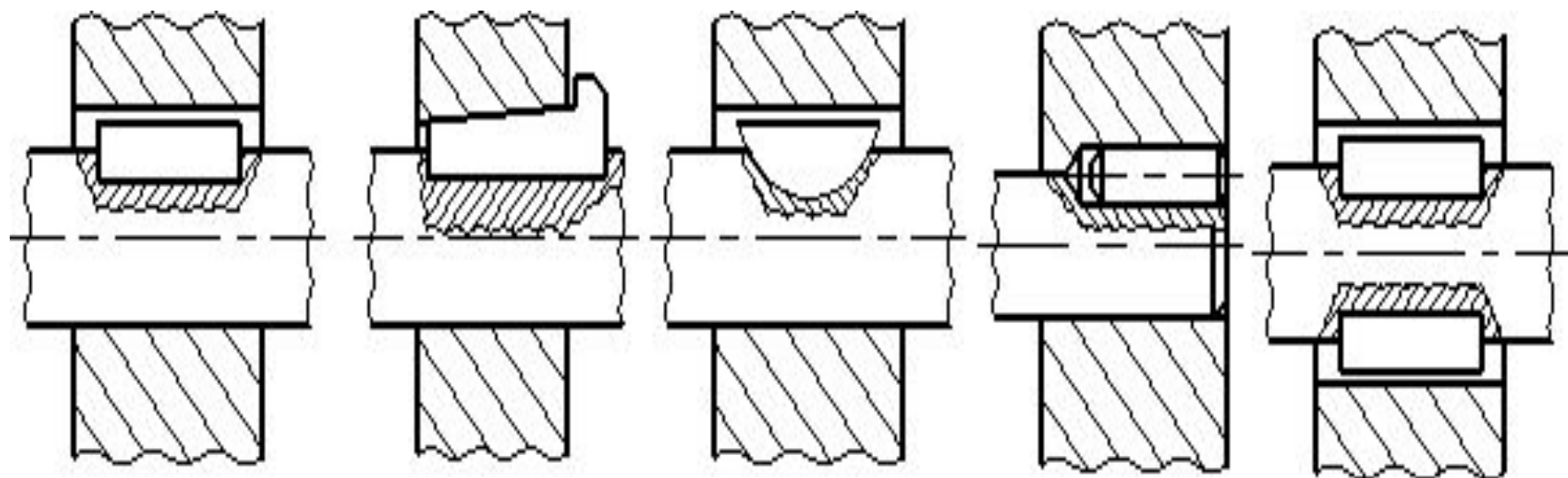


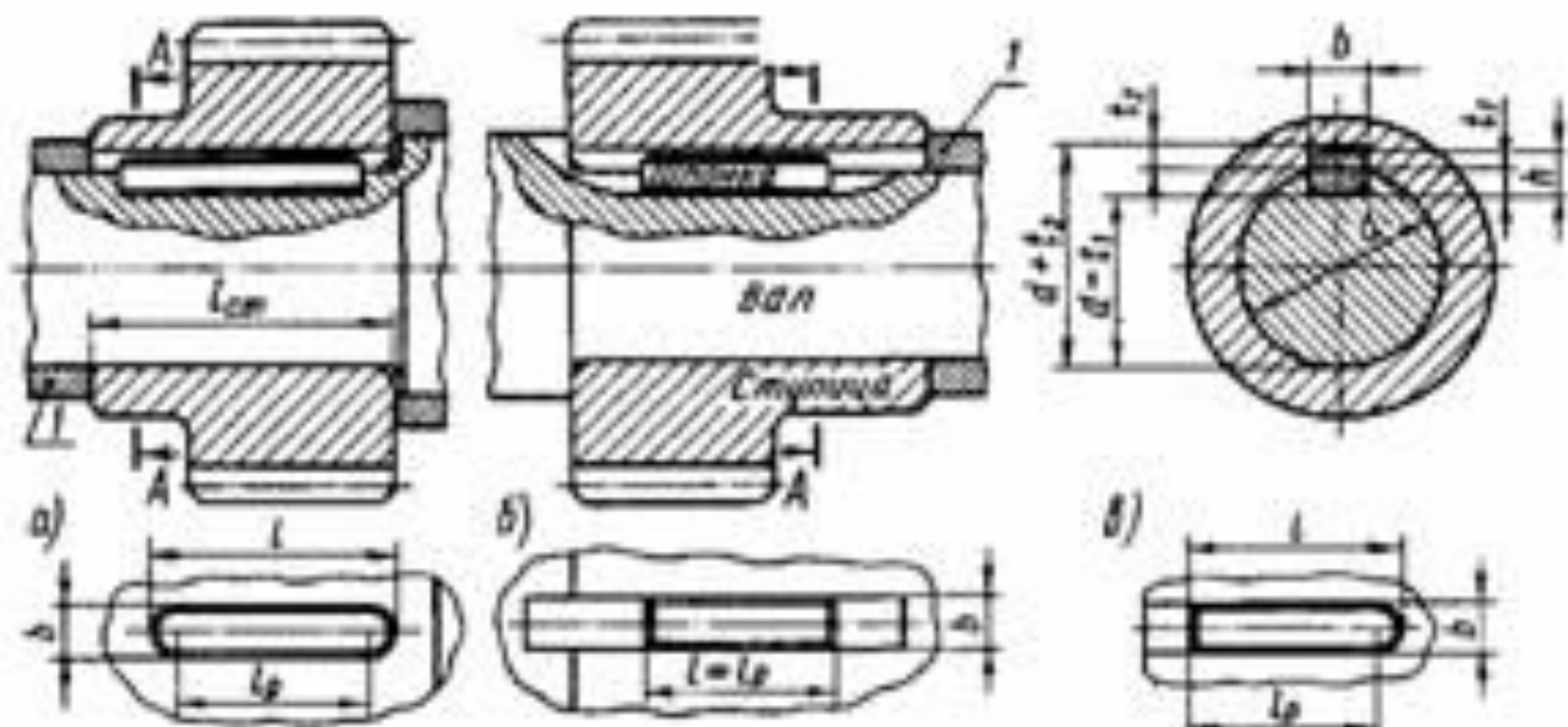
ж)



з)

- призматические со скругленными исполнение 1 (а, в,) и плоскими торцами исполнение 2 (б, г); с одним плоским, а другим скругленным торцом исполнение 3 . Эти шпонки не имеют уклона и их закладывают в паз, выполненный на валу (в, г — шпонки имеют отверстия для их закрепления). Шпонки исполнения 1 рекомендуются для более точных соединений. д — сегментная шпонка; е, ж, з — клиновые шпонки

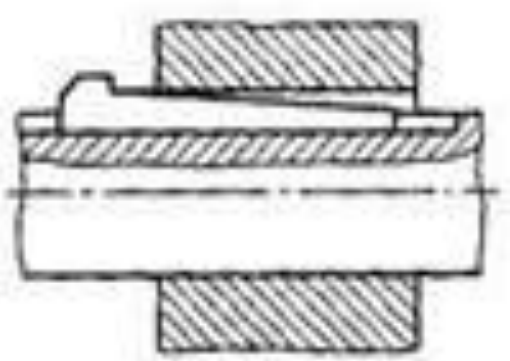
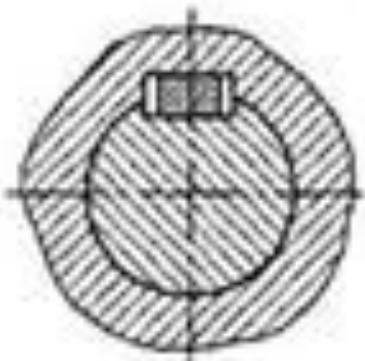
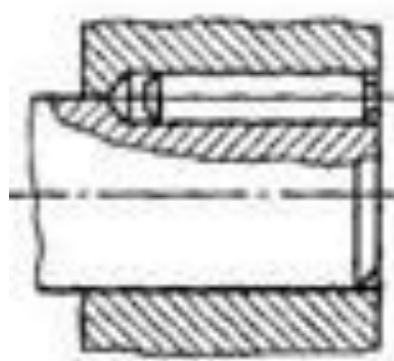
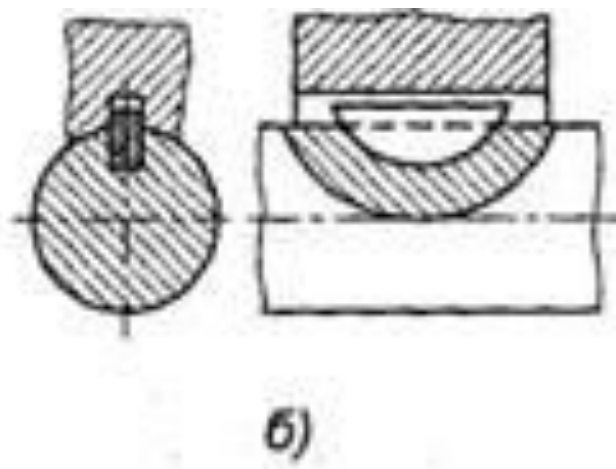
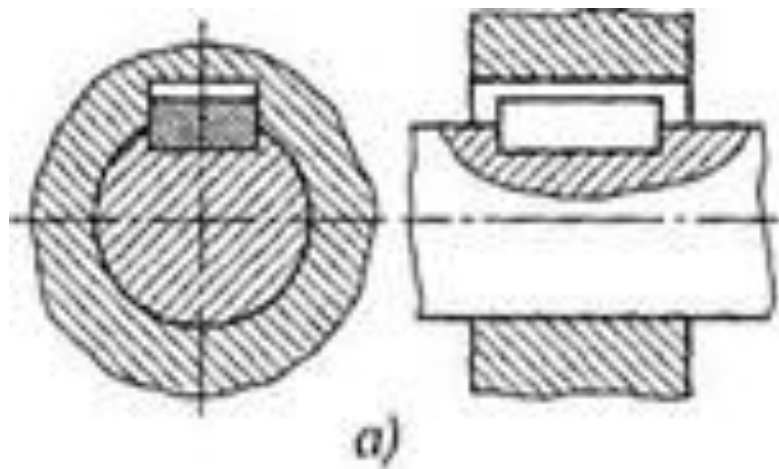




Исполнение 1

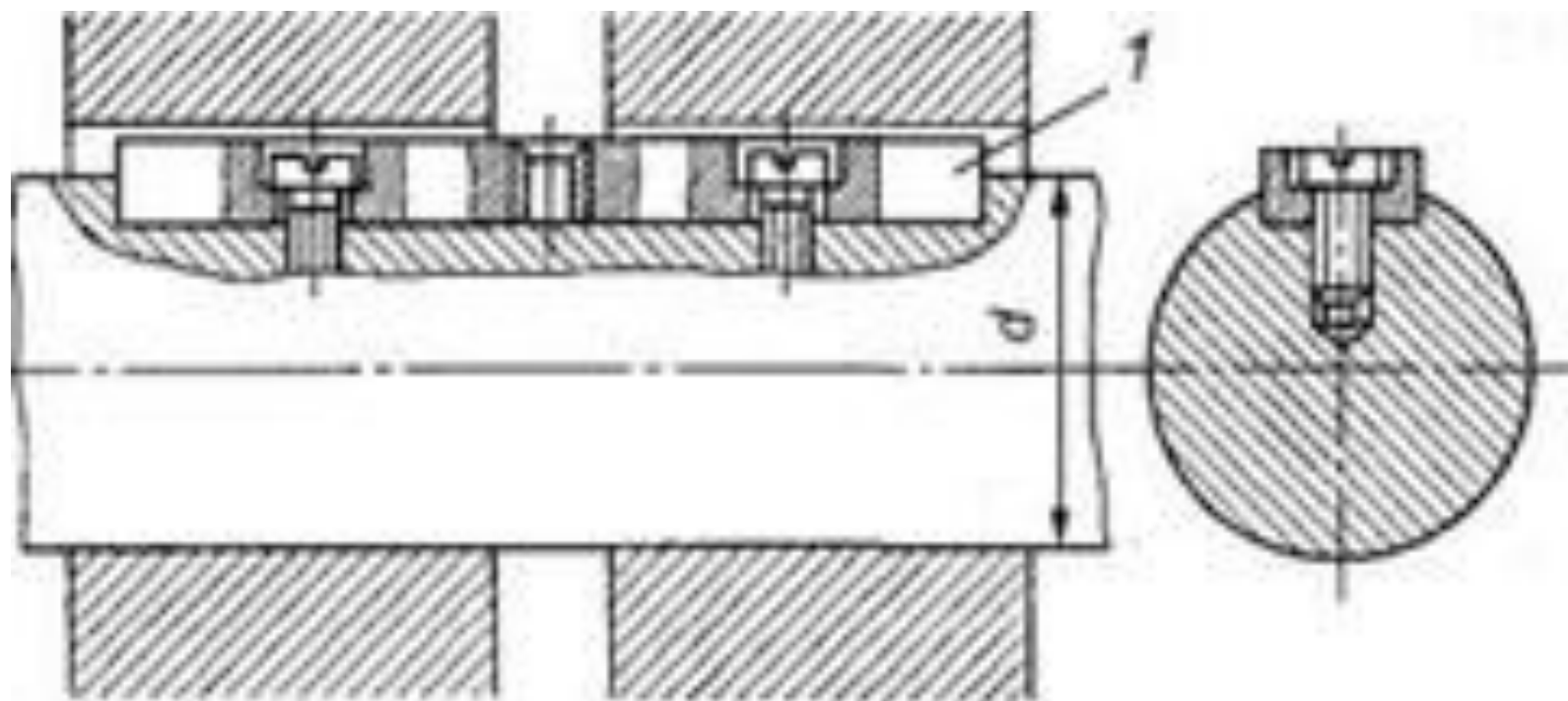
Исполнение 2

Исполнение 3

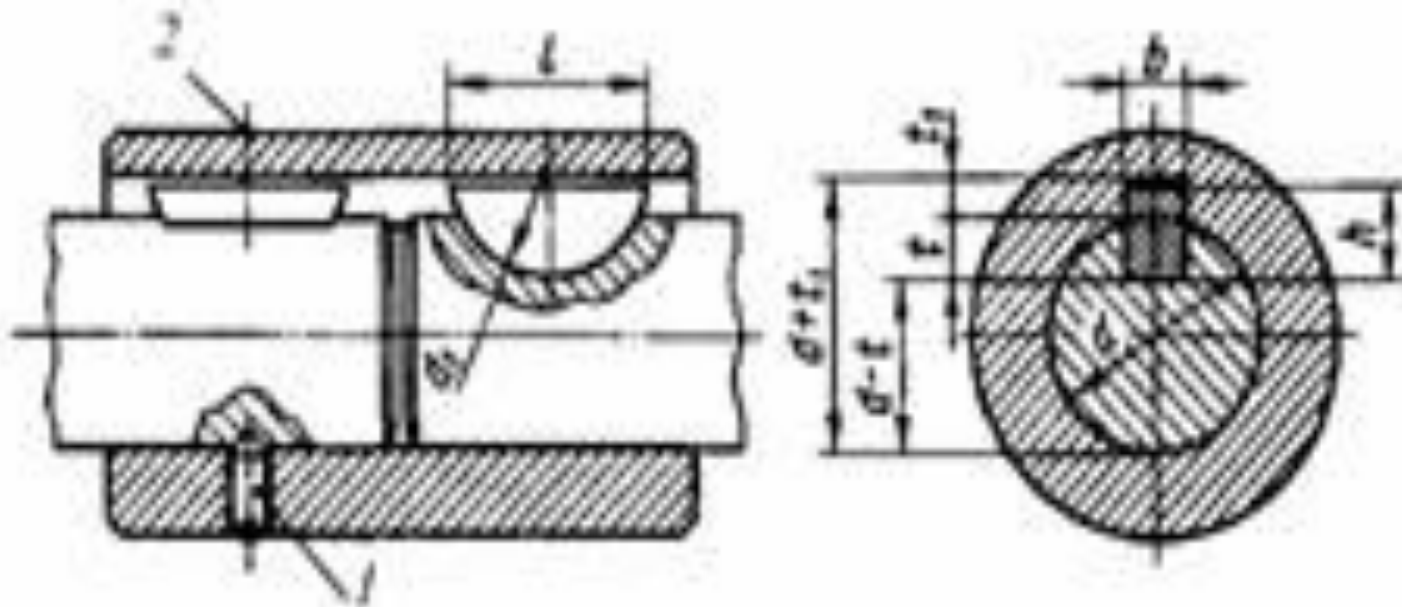


Призматические направляющие шпонки с креплением на валу применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала.

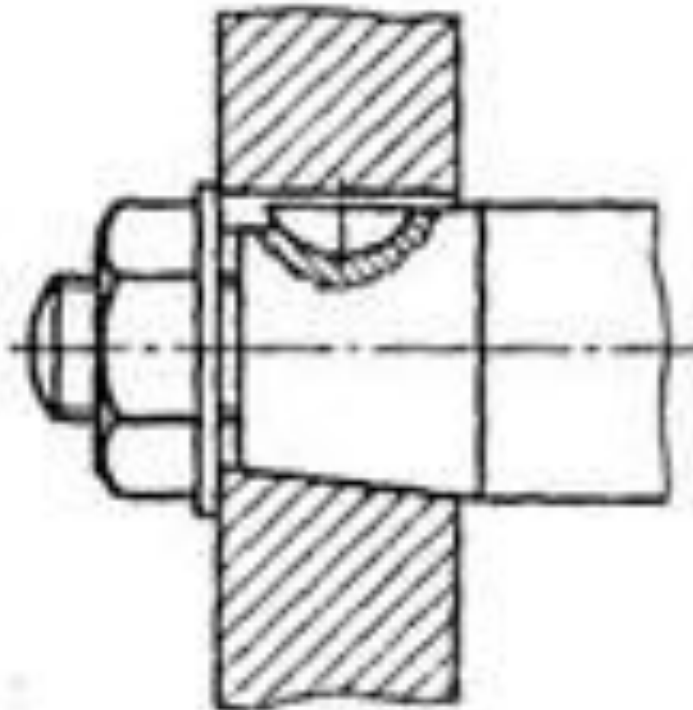
Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой h . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра d вала.



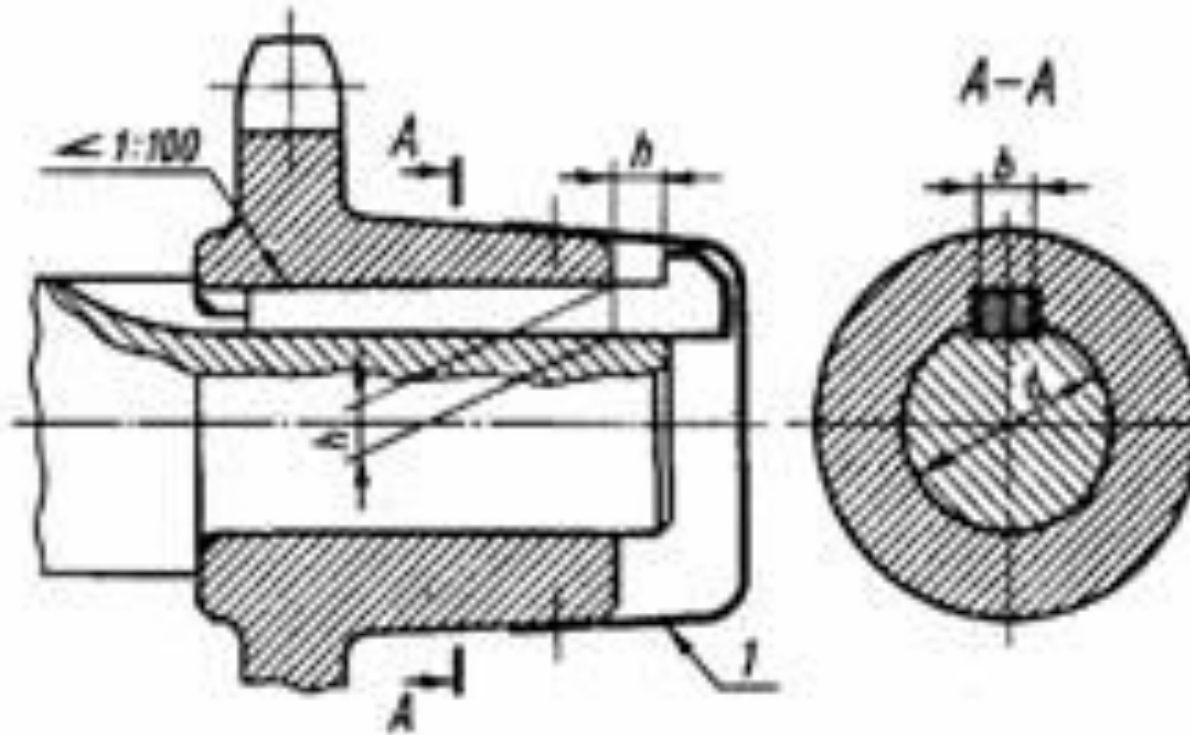
Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению.



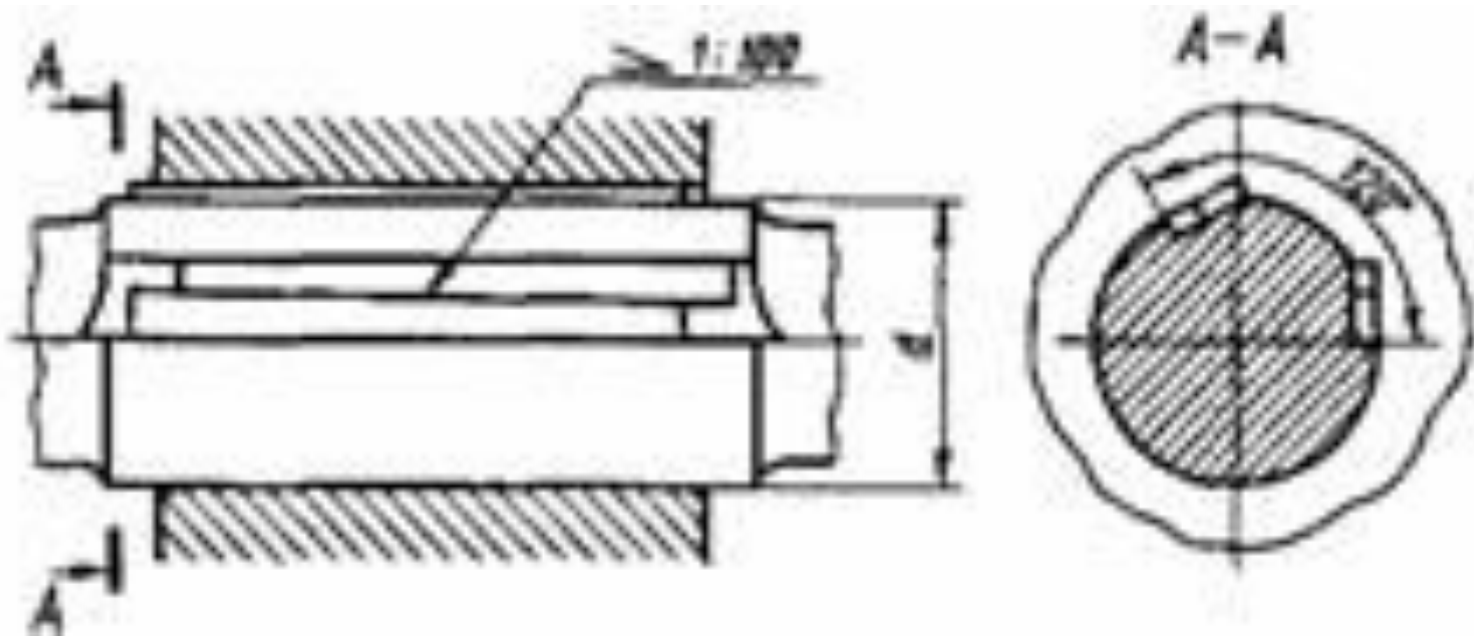
Соединение сегментной шпонкой

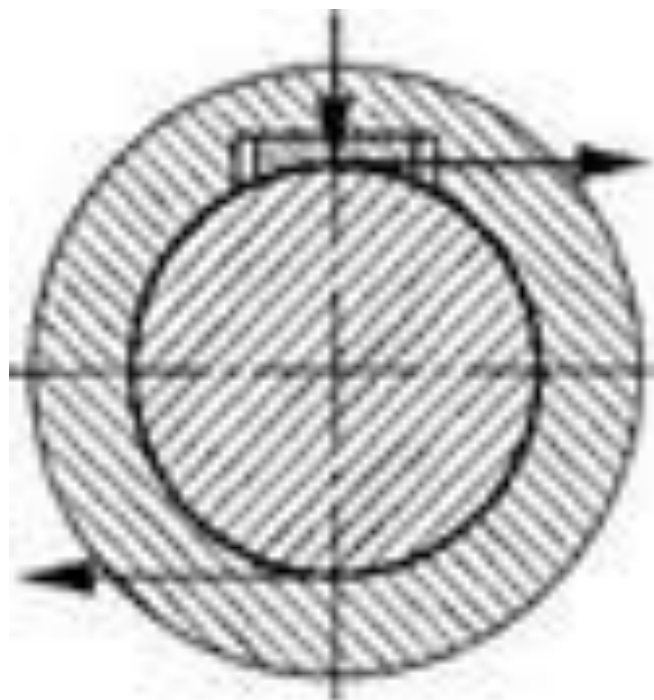


Соединение клиновой шпонкой (напряженные соединения)

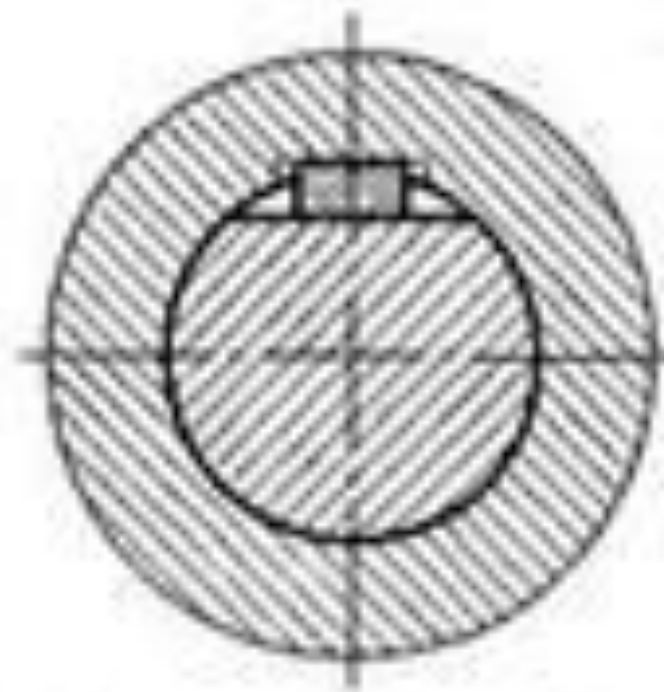


Соединение тангенциальными шпонками





а)



б)

а) – фрикционная шпонка; б) – шпонка на лыске

Материал шпонок. Шпонки призматические, сегментные, клиновые стандартизованы.

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали

с

$\sigma_s \geq 600 \text{ Н/мм}^2$ чаще всего из сталей 45, Ст6.

Для изготовления специальных шпонок применяют легированные стали.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

- при стальной ступице $[\sigma]_{см} = 130...200 \text{ Н/мм}^2$

- при чугунной $[\sigma]_{см} = 80... 110 \text{ Н/мм}^2$

Большее значение принимают при постоянной нагрузке, меньшее при переменной и работе с ударами

При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{см}$ снижают в 1,5 раза

Допускаемое напряжение на срез шпонок

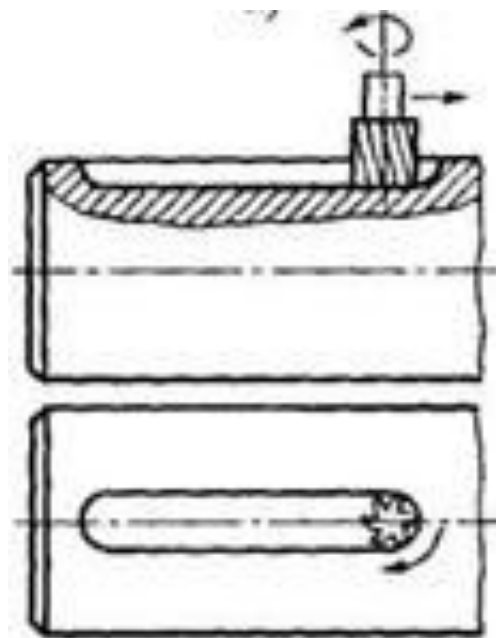
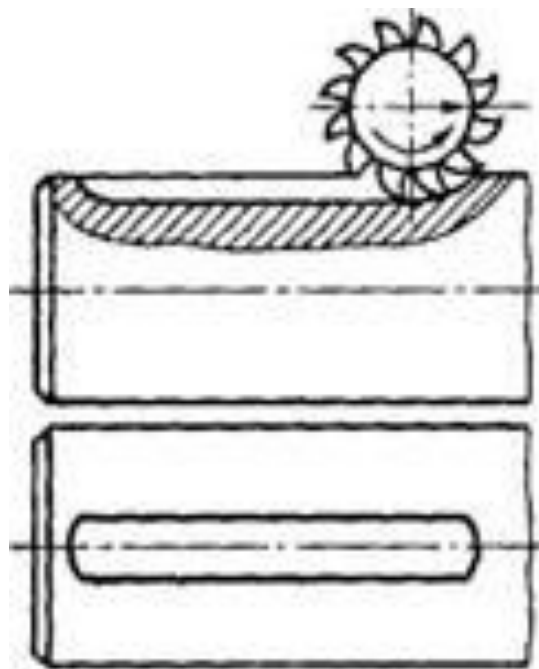
$$[\tau]_{ср} = 70... 100 \text{ Н/мм}^2$$

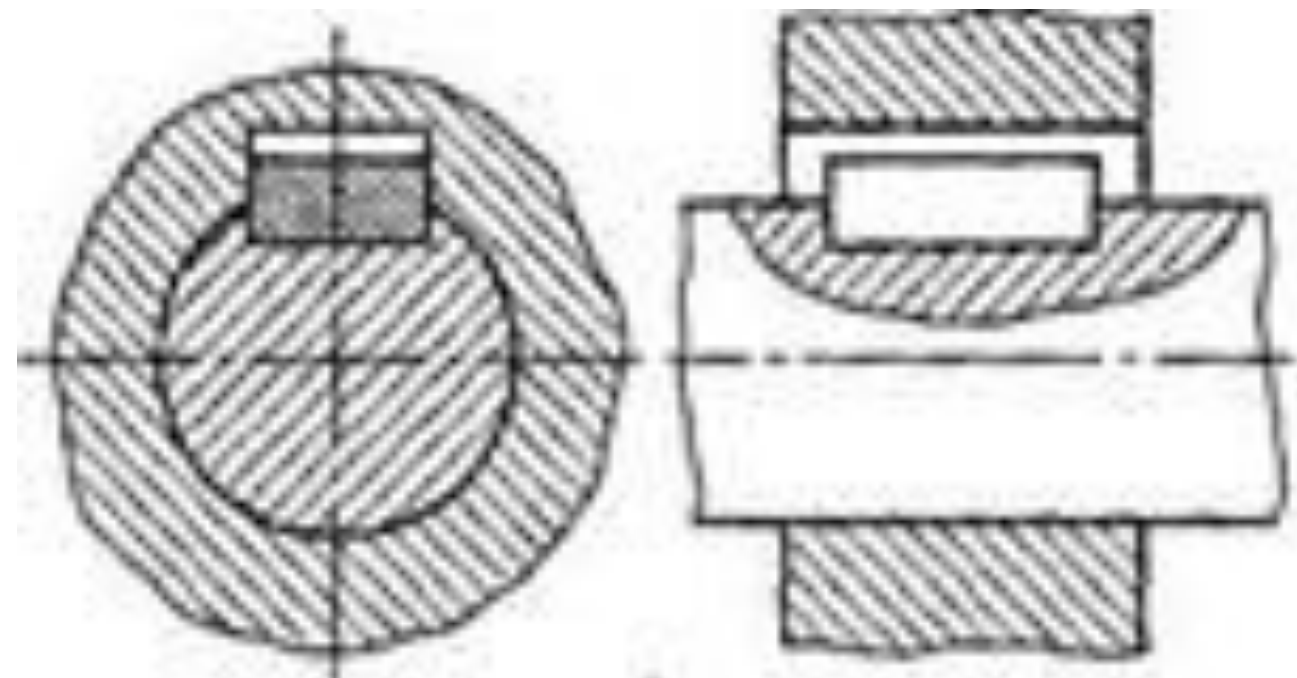
Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Все основные виды шпоночных соединений можно разделить на две группы: ненапряженные и напряженные.

К ненапряженным относят соединения с призматическими, сегментными и круглыми шпонками. Шпоночные пазы на всех валах выполняют дисковыми или торцовыми фрезами. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом. В ступицах деталей шпоночные пазы можно получить как на фрезерных, так и на долбежных станках. Размеры пазов определяют расчетным путем с учетом требований стандарта.

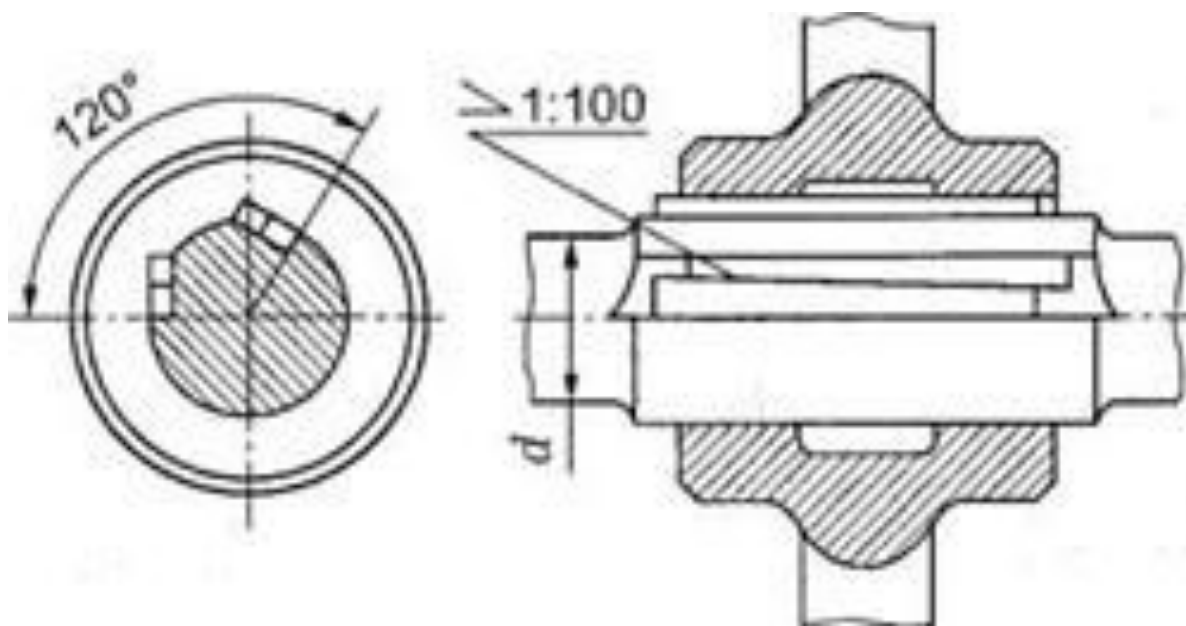
Для призматических шпонок пазы выполняют,

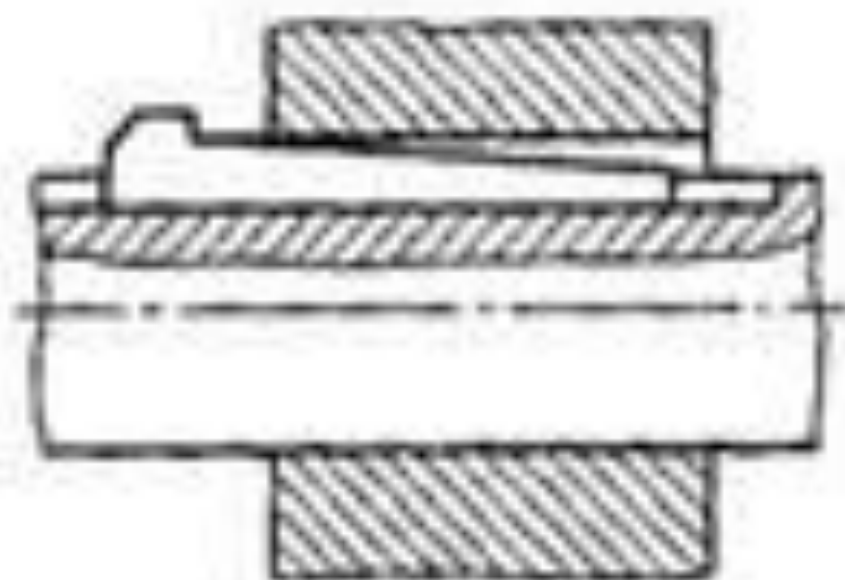
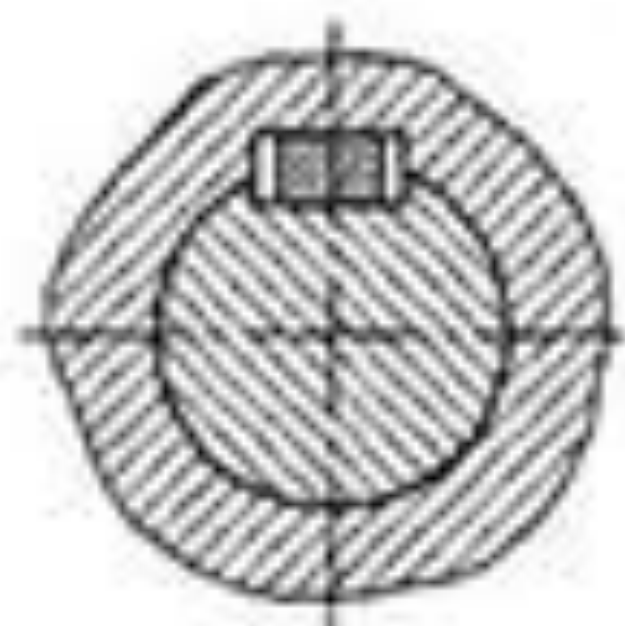




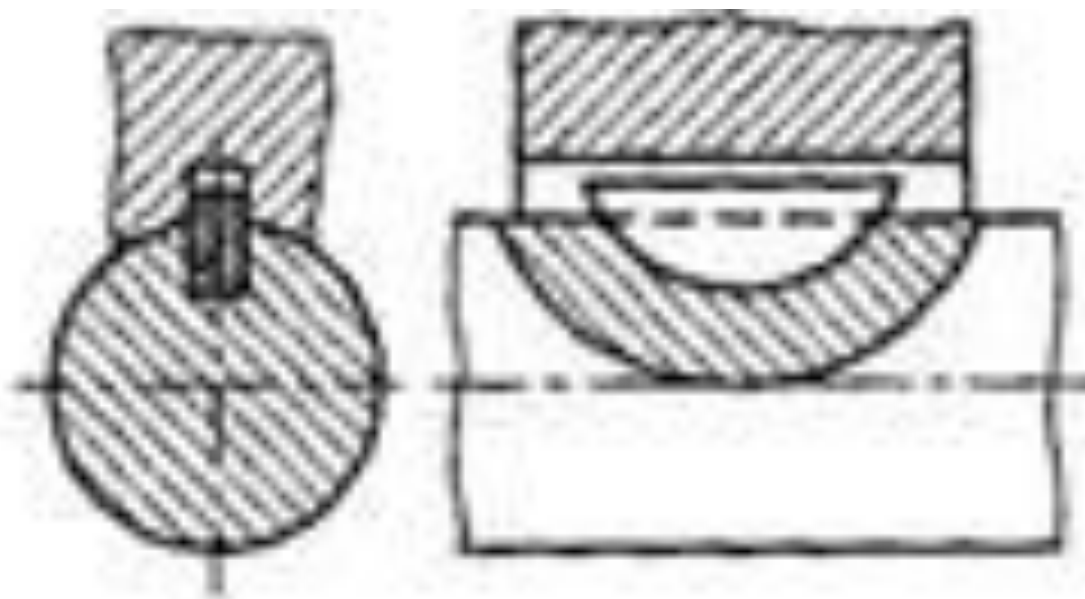
Соединения, в которых применяют клиновые шпонки, относят к напряженным соединениям. В напряженных соединениях клином, вводимым между валом и ступицей, создаются значительные нормальные силы. Эти силы обеспечивают достаточное трение для передачи вращающего момента.

для клиновых — паз на втулке обрабатывают с уклоном, равным углу наклона шпонки

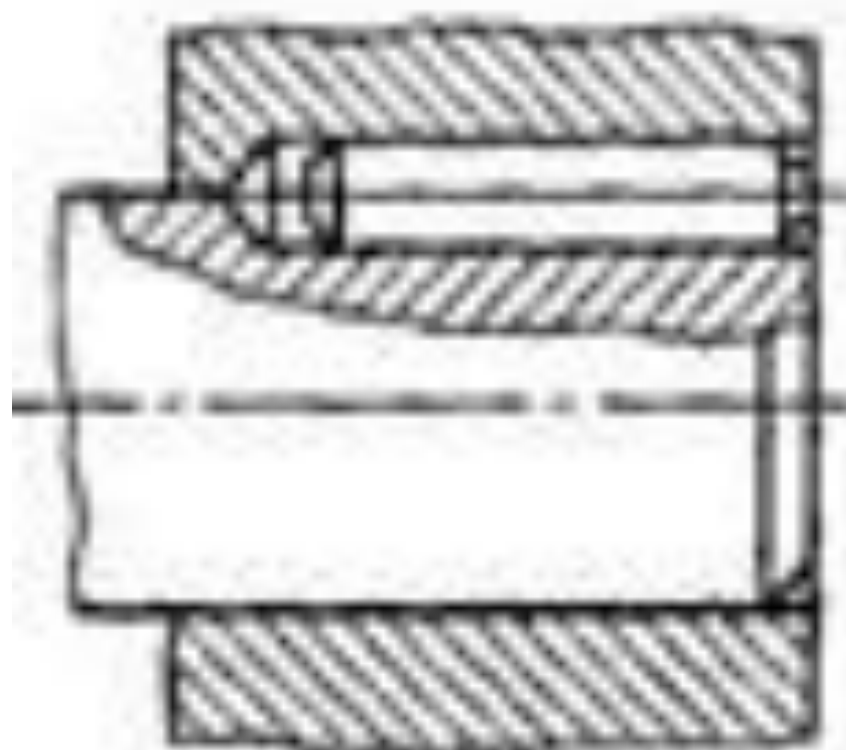




Для сегментных шпонок пазы выполняют
дисковыми фрезами



для цилиндрических — получают сверлением



Расчет на прочность соединений с призматическими шпонками

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета.

В зависимости от диаметра вала d по табл. 6 выбирают размеры шпонки $b \times h$, а ее длину принимают на 5-10 мм меньше длины ступицы, округляя до ближайшего большего значения по стандарту (некоторые стандартные значения l приведены в табл. 6). После подбора шпонки соединение проверяют на смятие.

Напряжения смятия определяют в предположении их равномерного распределения по поверхности контакта:

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

где $F_t = 2T/d$ — сила, передаваемая шпонкой;
 $A_{см}$ — площадь смятия

$$A_{см} = (h - t_1) \cdot l_p$$

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

где T — передаваемый момент, Нмм; d — диаметр вала, мм; $(h - t_1)$ — рабочая глубина паза, мм (см. табл.); l_p — рабочая длина шпонки, мм (для шпонок с плоским торцом $l_p = l$, со скругленными торцами $l_p = l - b$;

$[\sigma]_{см}$ - допускаемое напряжение

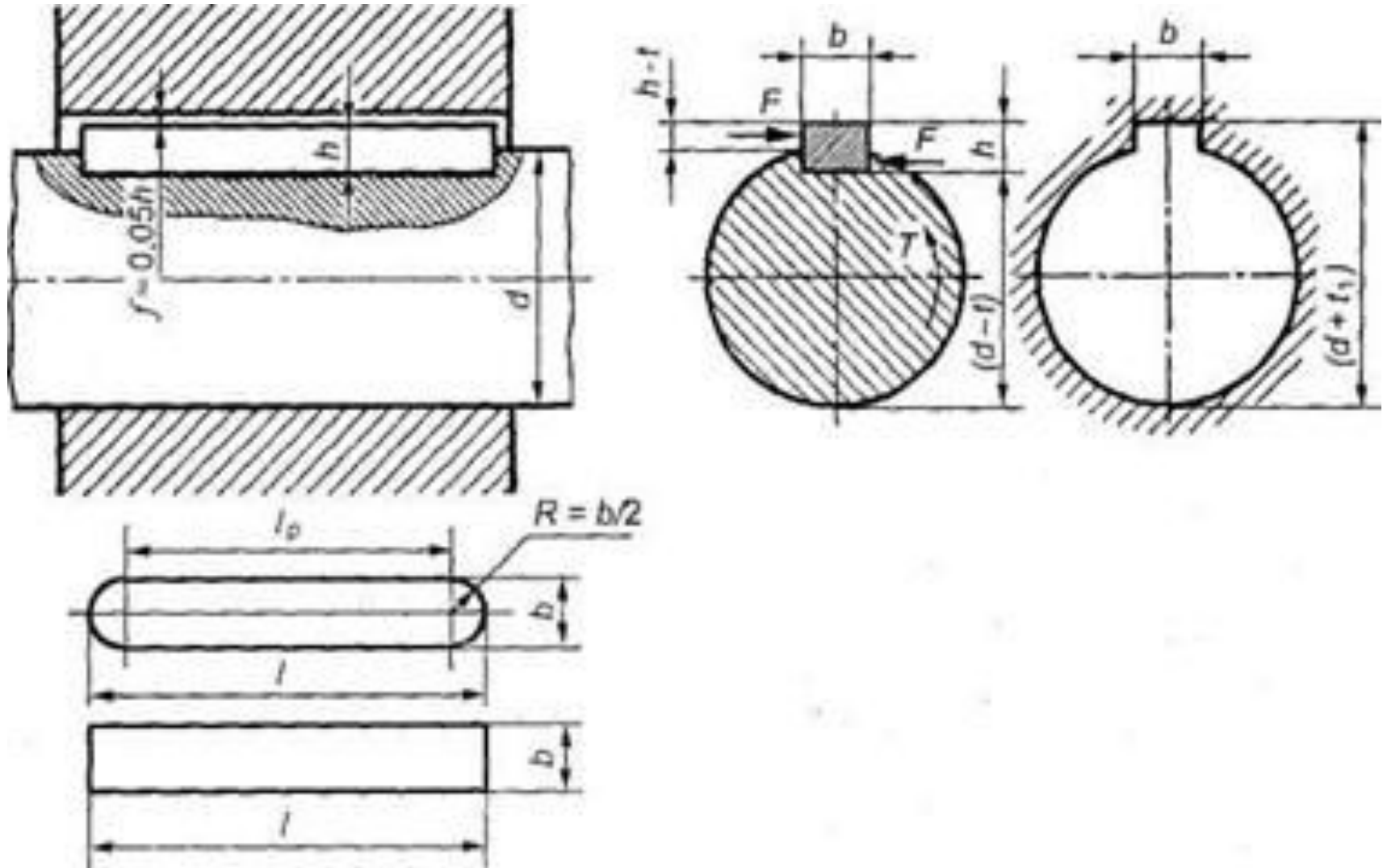
для чугунных ступиц $[\sigma]_{см} = 60 \div 80$ МПа

для стальных $[\sigma]_{см} = 100 \div 150$ МПа

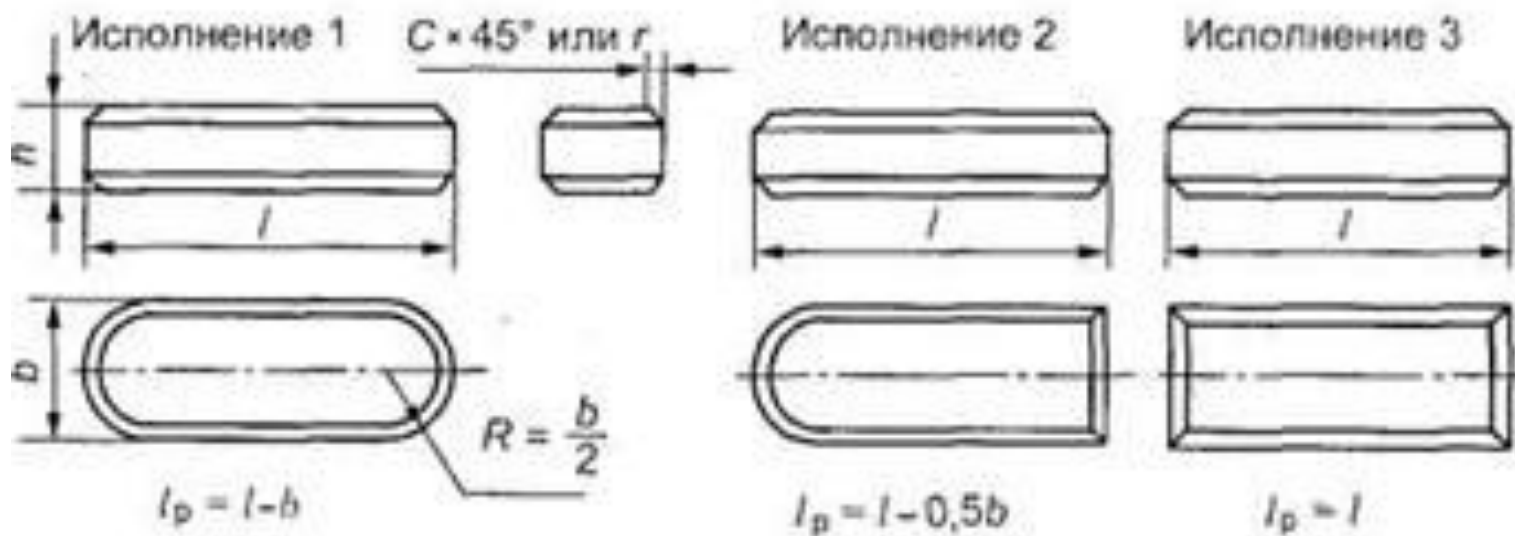
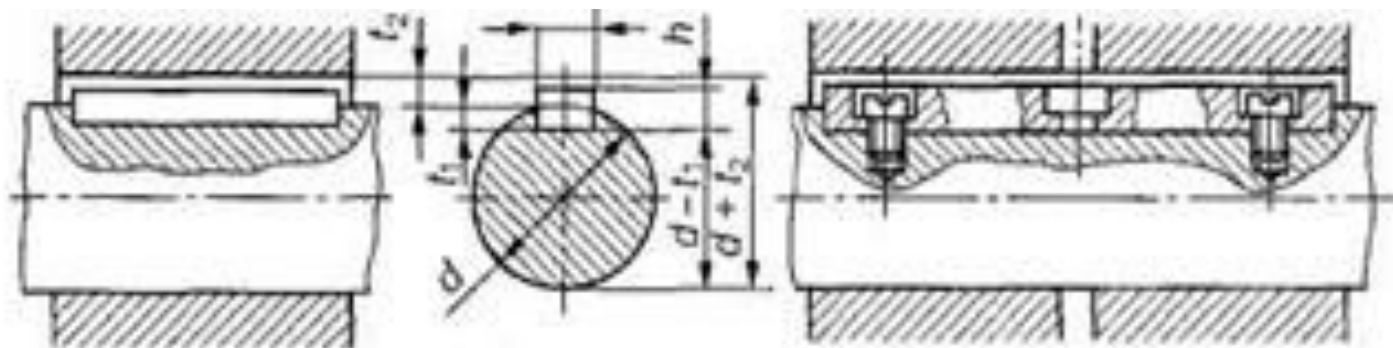
Расчетную длину шпонки округляют до ближайшего большего размера (см. табл.). Длину ступицы $l_{ст}$ принимают на 8... 10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины $1,5d$, то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

В тех случаях, когда длина шпонки получается значительно больше длины ступицы детали, устанавливают две или три шпонки под углом 180 или 120°. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка между всеми шпонками распределяется равномерно.

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки



Размеры (мм) призматических шпонок



Диаметр вала d	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления пазов R		Предельные размеры длин шпонок l	
	b	h	вала t ₁	втулки t ₂	min	max	min	max
свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10	56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8			14	70
» 22 » 30	8	7	4	3,3			18	90
» 30 » 38	10	8	5		0,25	0,4	22	110
» 38 » 44	12	8					28	140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4	36	160
» 50 » 58	16	10	6	4,3			45	180
» 58 » 65	18	11	7	4,4			50	200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6	56	220
» 75 » 85	22	14	9	5,4			63	250
» 85 » 95	25	14					70	280
» 95 » 110	28	16	10	6,4	0,4	0,6	80	320

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

Для ответственных соединений призматическую шпонку проверяют на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{ср},$$

$\tau_{ср}$ — расчетное напряжение на срез, МПа

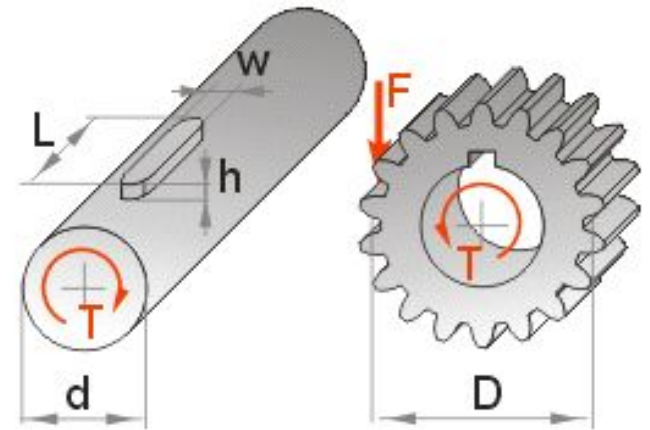
b — ширина шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм;

$[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез

для сталей с $\sigma_s > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают

$$[\tau]_{ср} = 60 \div 90 \text{ МПа}$$

Крутящий момент T увеличивается с увеличением диаметра зубчатого колеса D . Напряжения сдвига и смятия находятся в обратной пропорции к диаметру вала d , ширине шпонки w , длине шпонки L и высоте шпонки h . Безопасными значениями напряжений сдвига и смятия для шпонки считаются 14% от значения предела прочности при растяжении.



$$T = F \cdot D / 2$$

$$\tau = \frac{2T}{d w L}$$

$$\sigma = \frac{2T}{d h L}$$

Расчет на прочность соединений с сегментными шпонками

Соединения сегментными шпонками проверяют на смятие:

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

Где $l_p=l$ – рабочая длина шпонки; $(h-t_1)$ – рабочая глубина в ступице.

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

Условие прочности на срез

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau]_{ср},$$

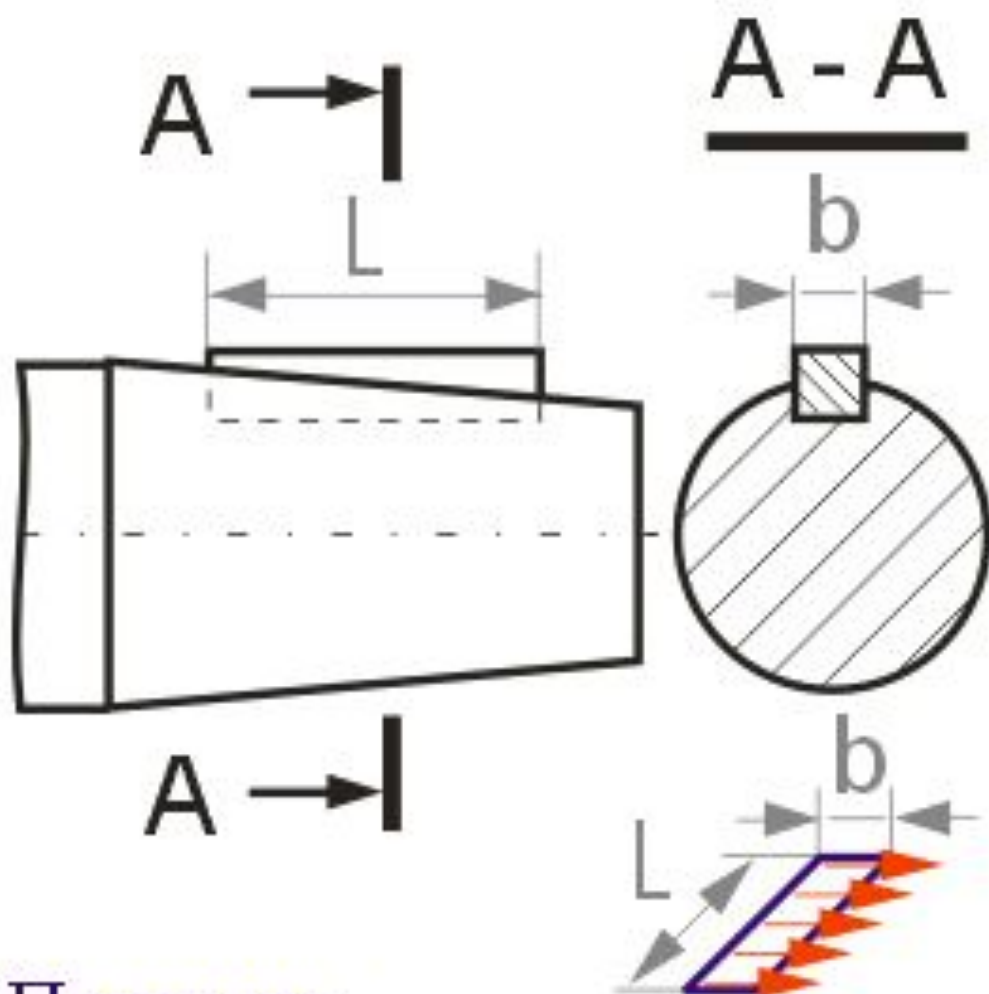
$\tau_{ср}$ — расчетное напряжение на срез, МПа

b — ширина шпонки, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм;

$[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез

для сталей с $\sigma_s > 500$ МПа для неравномерной (нижний предел) и спокойной нагрузок (верхний предел) принимают

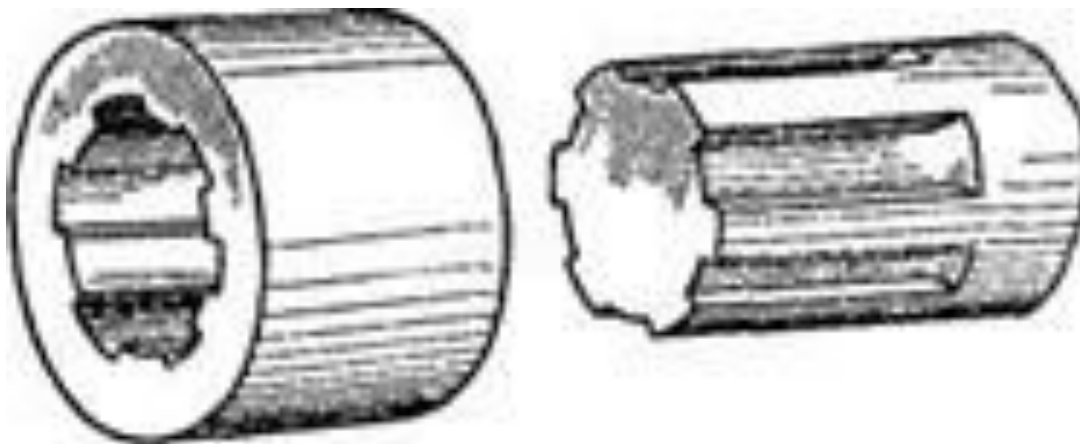
$$[\tau]_{ср} = 60 \div 90 \text{ МПа}$$



Площадь
поперечного
сечения $A=L \cdot b$

Напряжение
сдвига τ

Шлицевые (зубчатые) соединения



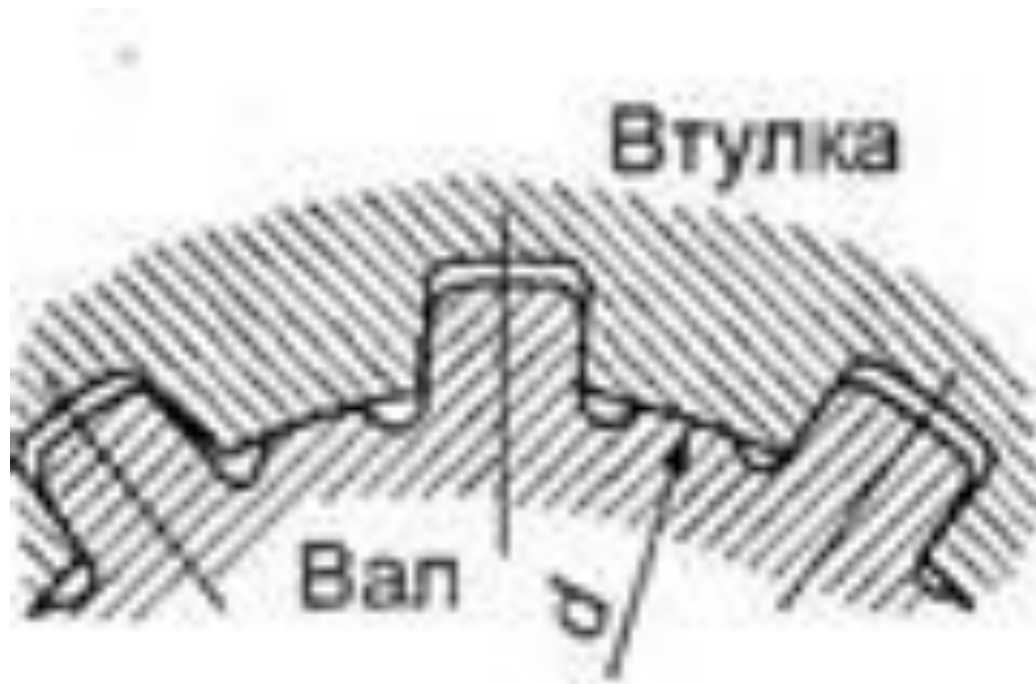
Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные, в которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. В последние годы, в связи с общим повышением напряжений в деталях машин, шлицевые соединения получили самое широкое распространение взамен шпонок. Этому способствует оснащение промышленности специальным оборудованием - шлицефрезерными и протяжными станками. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

Шлицевые соединения образуются выступами - зубьями на валу, ходящими во впадины соответствующей формы в ступице. Вал и отверстие в ступице обрабатывают так, чтобы боковые поверхности зубьев или участки цилиндрических поверхностей (по внутреннему или наружному диаметру зубьев) плотно прилегали друг к другу.

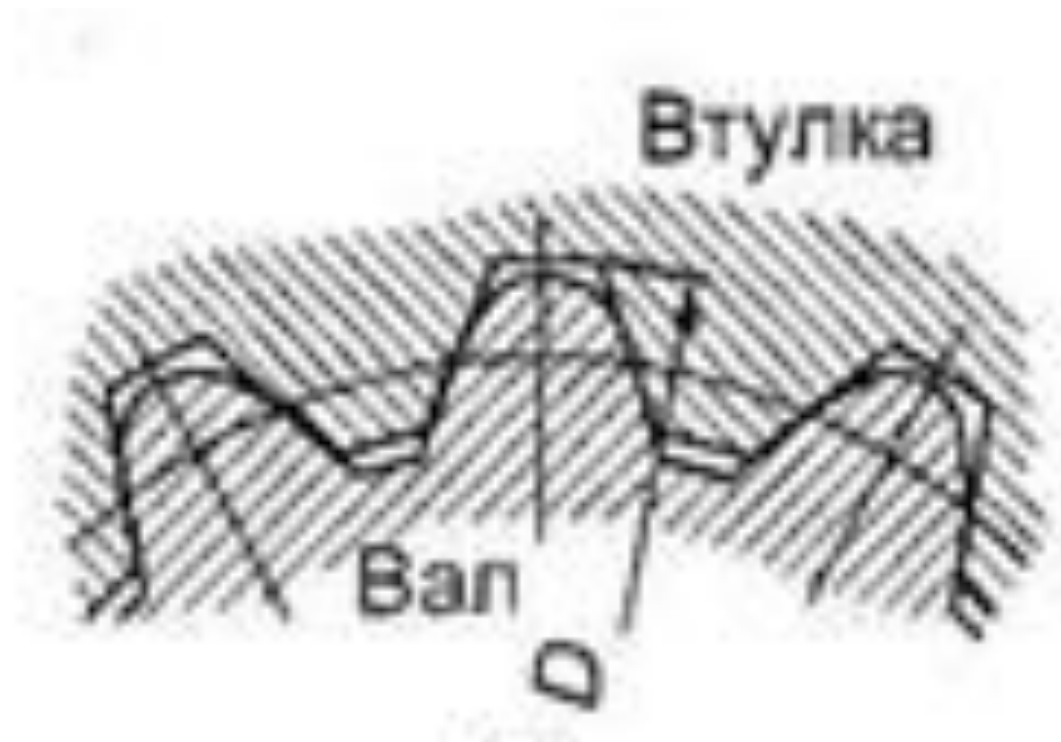
Соответственно различают шлицевые соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев, по внутреннему или наружному диаметру. Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы, а центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. По характеру соединения различают: неподвижные – для закрепления детали на валу; подвижные - допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

В зависимости от профиля зубьев различают три основных типа соединений

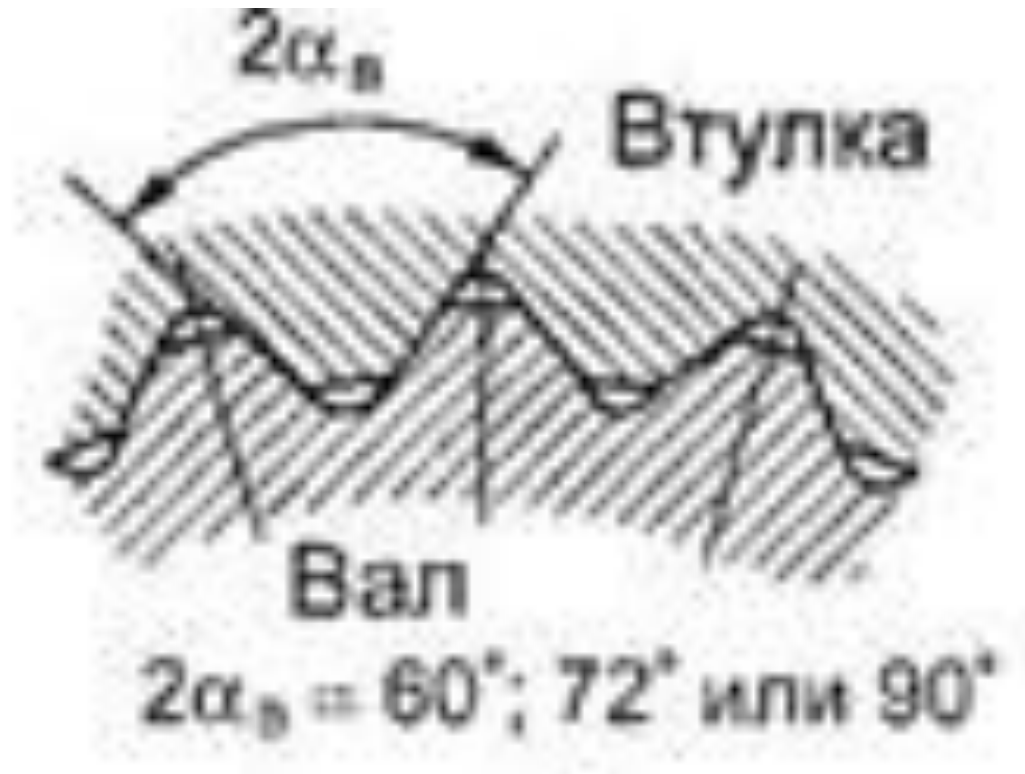
-с прямоугольными зубьями
число зубьев $Z = 6, 8, 10, 12$;

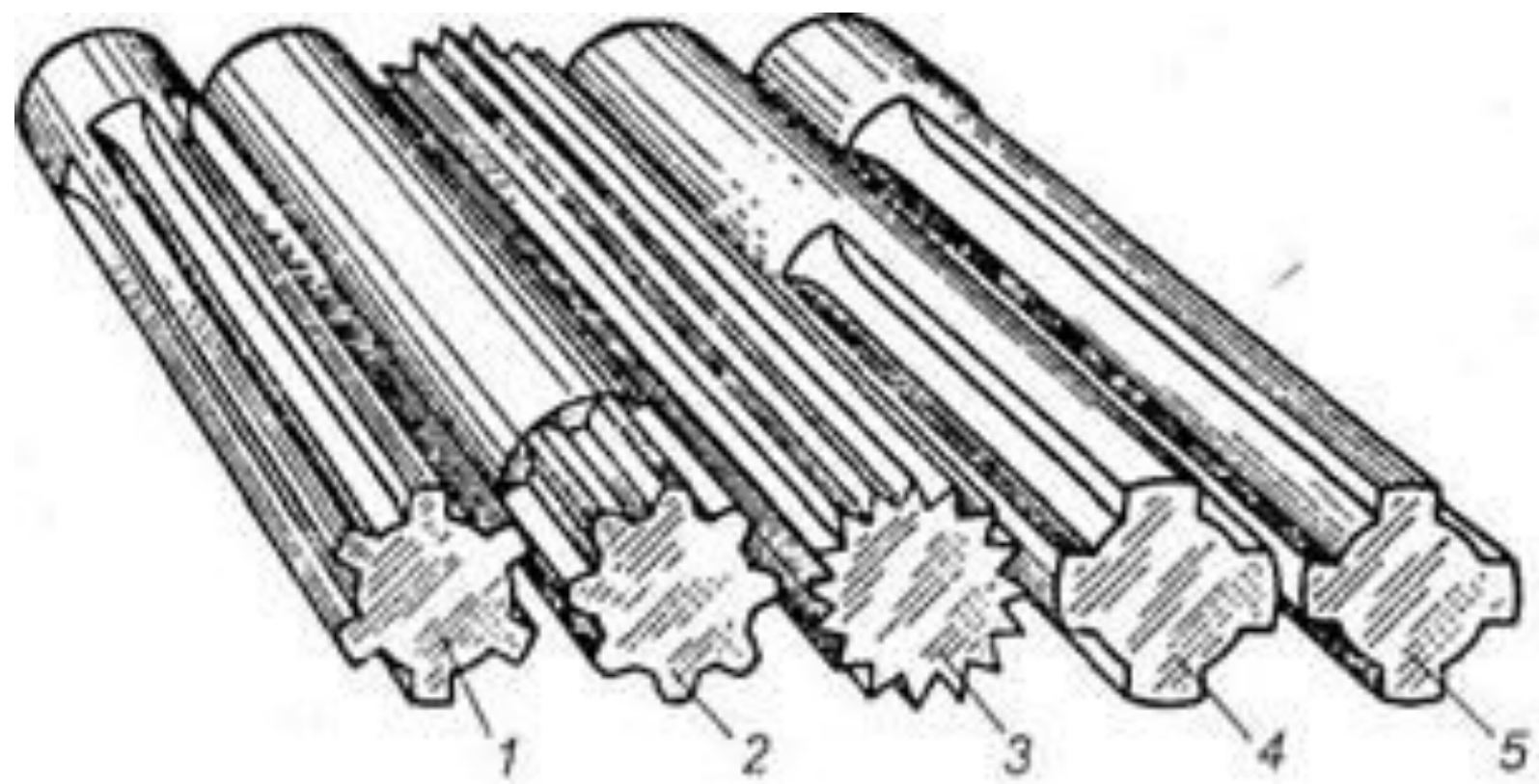


-с эвольвентными зубьями
число зубьев $Z = 12, 16$ и более;



- с треугольными зубьями
число зубьев $Z = 24, 36$ и более.





Зубья на валу фрезеруют, а в ступице — протягивают на специальных станках. Число зубьев для прямобочных и эвольвентных соединений 4—20; для треугольных — до 70.

Наибольшее распространение в машиностроении имеют прямобочные зубчатые соединения. Их применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Стандартом предусмотрены три серии прямобочных зубчатых соединений — легкая, средняя и тяжелая, отличающиеся одна от другой высотой и числом зубьев (чаще применяют соединения с шестью—десятью зубьями).

Прямобоочные шлицевые соединения различают также по способу центрирования:

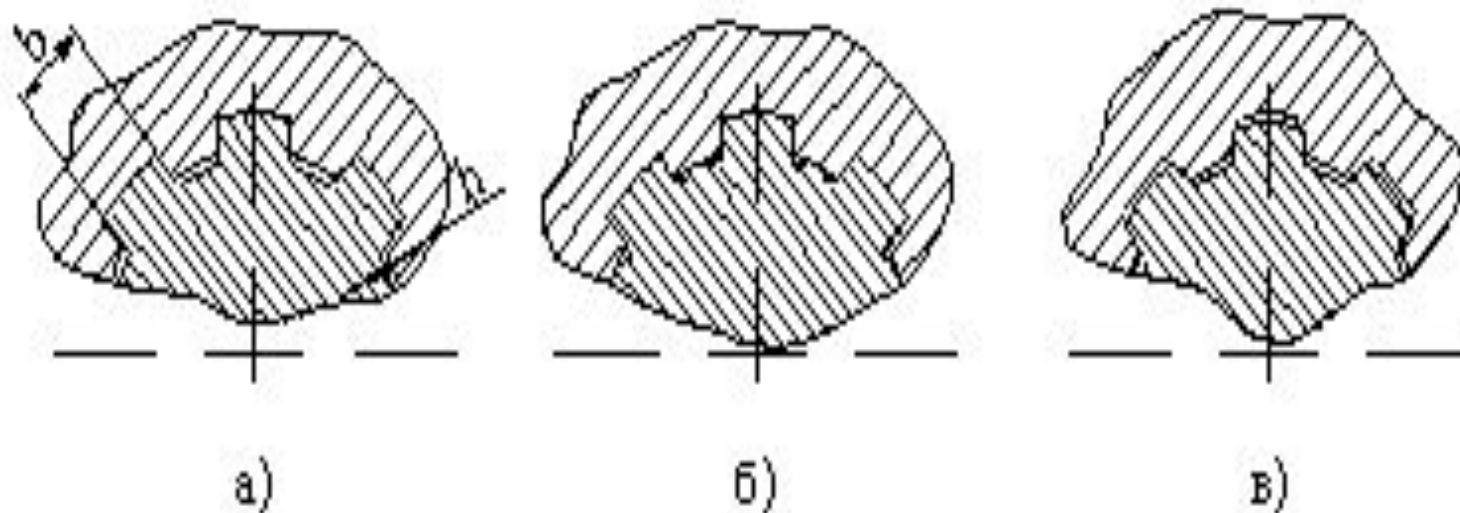
- по наружному диаметру D (наиболее точный способ центрирования). Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы HB 350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала – шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах. Соединение, во избежание термических короблений, требует чистовой протяжки ступицы после термообработки, поэтому твердость ступицы не может быть выше HRC=30.

- по внутреннему диаметру d (при закаленной ступице). Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах. Соединение требует шлифовки вала по посадочному диаметру на специальных станках, зато ступица может быть твердой, так как посадочный диаметр шлифуется на обычных внутришлифовальных станках.

- по боковым граням (при реверсивной работе соединения и отсутствии жестких требований к точности центрирования). Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования.

Соединение допускает твердые шлицы на валу и на ступице, однако для обеспечения сборки, считаясь с возможных короблением шлицов при закалке, зазоры в соединении должны быть увеличенными.

За́зор в контакте поверхностей: центрирующих практически отсутствует, нецентрирующих значительный.



Условные обозначения прямобочного шлицевого соединения составляют из обозначения поверхности центрирования D , d или b , числа зубьев z , номинальных размеров d х D (а также обозначения полей допусков по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев). Например, D 8 х 36 H7/g6 х 40 означает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами $d = 36$ и $D = 40$ мм и посадкой по центрирующему диаметру H7/g6.

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую, которые отличаются высотой и числом зубьев z . Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев тоже стандартизованы и используются так же, как и прямобочные, в подвижных и неподвижных соединениях. Угол зацепления $= 30^\circ$. Ножка зуба усилена. Соединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания. Эвольвентные шлицы создают меньшую концентрацию напряжений у основания шлица, поэтому в настоящее время получают преимущественное распространение. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Соединения с треугольным профилем зубьев не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные соединения. Имеют большое число мелких зубьев, поэтому мало ослабляют вал. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям, не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.

Зубчатые соединения изготавливают из сталей с временным сопротивлением

$$\sigma_s = 500 \text{ МПа.}$$

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения обладают рядом преимуществ:

- 1) при одинаковых габаритах опускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта;
- 2) обеспечивают большую усталостную и прочность вала из-за отсутствия шпоночных канавок;
- 3) обеспечивают лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении. Эти преимущества обусловили его широкое применение в высоконагруженных машинах (станкостроении, авиастроении, автотранспортной промышленности и т.д.);

4) усиливают сечение вала за счёт большего момента инерции ребристого сечения по сравнению с круглым. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.

5) уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное – три, четыре.

6) обеспечивается высокая надёжность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.

7) уменьшается длина ступицы.

Недостатки зубчатых соединений:

- требуют специального оборудования для изготовления отверстий, более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

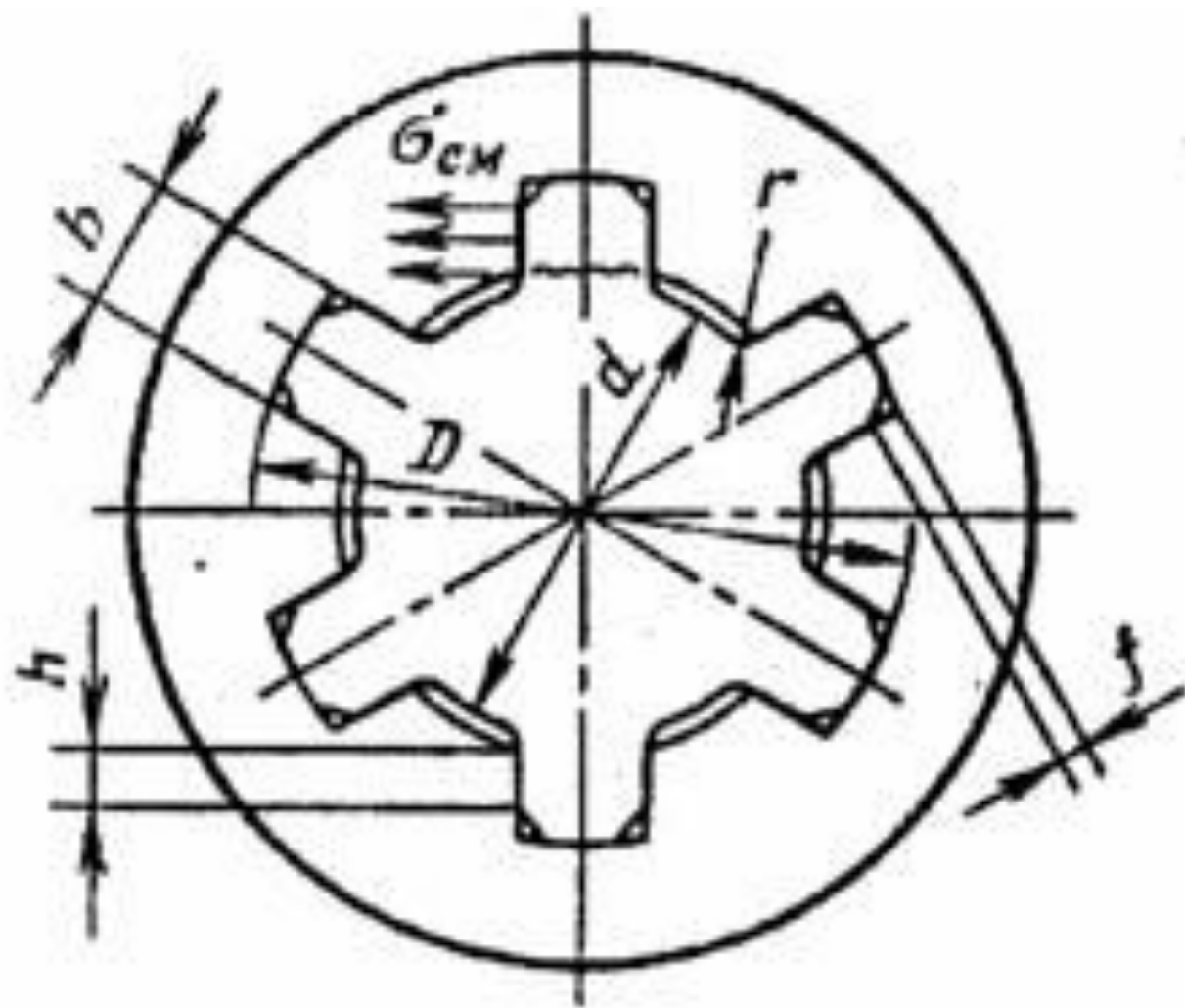
Рекомендации по конструированию шлицевых соединений

1. Для подвижных соединений рекомендуют рабочую длину ступицы принимать не менее диаметра вала, т.е. $l_p < d$. При коротких ступицах ($l_p < d$) возможно защемление от перекоса при перемещении вдоль вала.
2. В длинных ступицах ($l_p > 1,5d$) необходима расточка отверстия выхода стружки при протягивании

3. Для облегчения входа протяжки и сборки соединения в отверстия предусматривают заводные фаски

4. В соединениях, воспринимающих радиальные нагрузки (зубчатые и червячные колеса, звездочки, шкивы), зубья шлицевого соединения желательно располагать симметрично относительно венцов.

5. Для уменьшения изнашивания следует уменьшать зазоры в соединении, повышать точность изготовления и твердость рабочих поверхностей.



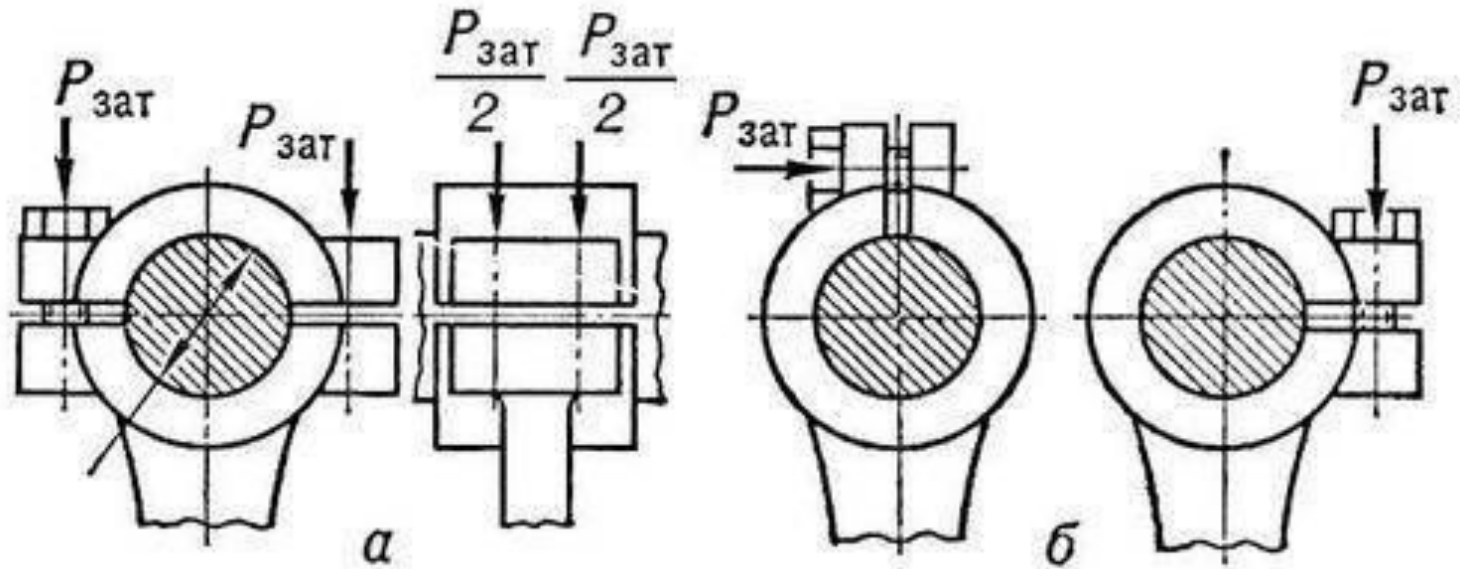
Основными критериями работоспособности шлицов являются:

- сопротивление боковых поверхностей смятию (расчёт аналогичен шпонкам);
- сопротивление износу при фреттинг-коррозии (малые взаимные вибрационные перемещения).

Расчет на прочность прямобоочных шлицевых
(зубчатых) соединений

Проверочный расчет на прочность прямобоочных
зубчатых соединений аналогичен расчету
призматических шпонок.

- клеммовые соединения



Клеммовое соединение (от нем. Klemme — зажим), фрикционно-винтовое соединение, служит для закрепления на валах или осях с помощью винтов различных деталей (рычагов, установочных колец, шкивов и др.) имеющих разъем или прорезь. Соединение обеспечивается силами трения, действующими между поверхностями вала и отверстия детали. В отличие от шпоночного соединения и зубчатого соединения, К. с. позволяет закреплять деталь на валу под любым углом и в любом месте по его длине, а также облегчает сборку.

Соединения применяются для передачи крутящего момента или осевой силы на вал или на ось со стороны ступицы или наоборот.

Соединение обеспечивается силами трения, действующими между поверхностями вала и отверстия детали.

Достоинства

- относительная простота конструкции,
- простота сборки или монтажа,
- возможность передачи большого крутящего момента или осевой силы.

В отличие от шпоночного и зубчатого соединений, может служить также для крепления частей механизма под произвольным углом, а не только соосно, а также крепить деталь к валу в произвольном месте его длины.

Недостатки

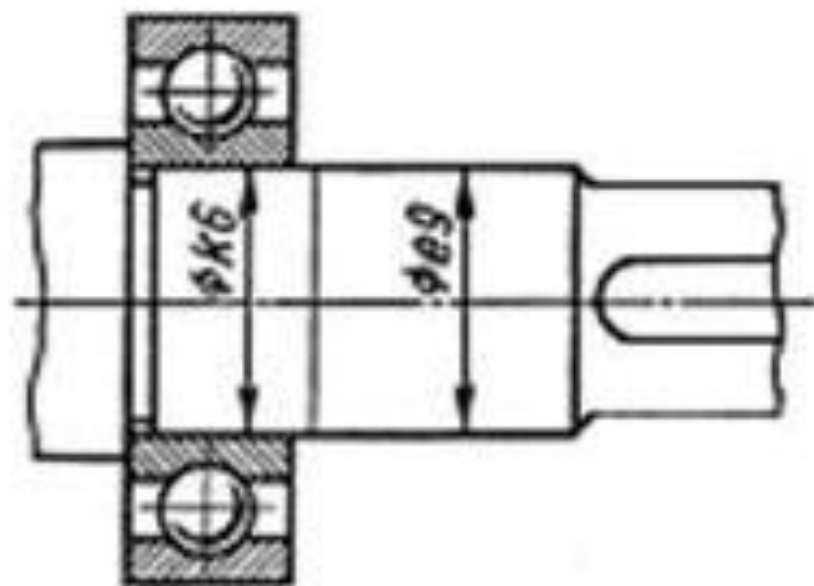
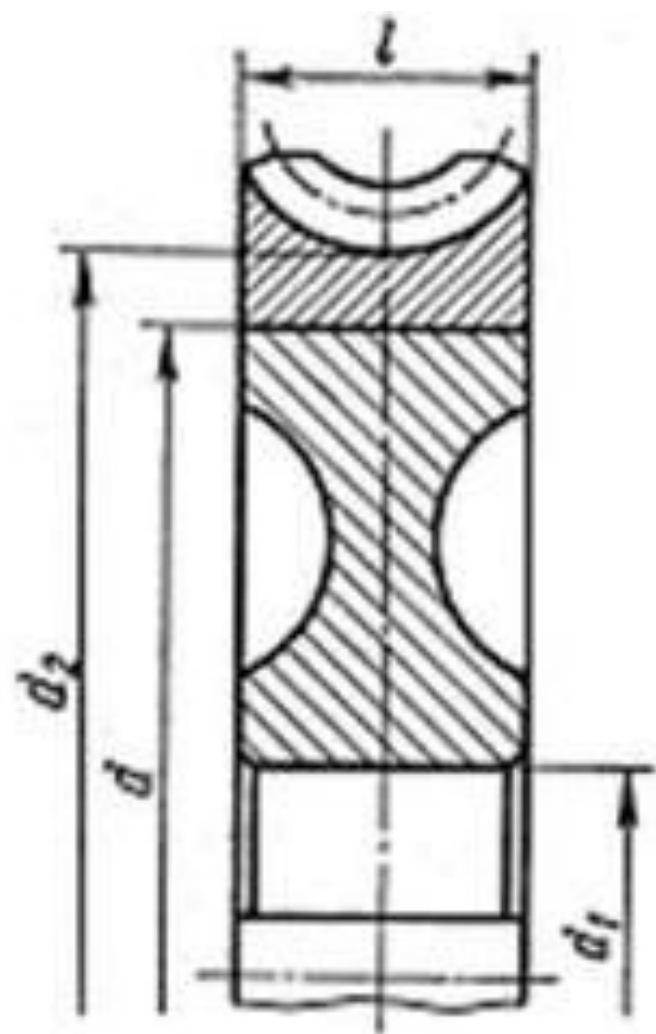
- затруднена точная установка ступицы относительно вала.
- предельная осевая сила и крутящий момент ограничены силами трения сцепления.

Условно разъёмные соединения - соединения с натягом

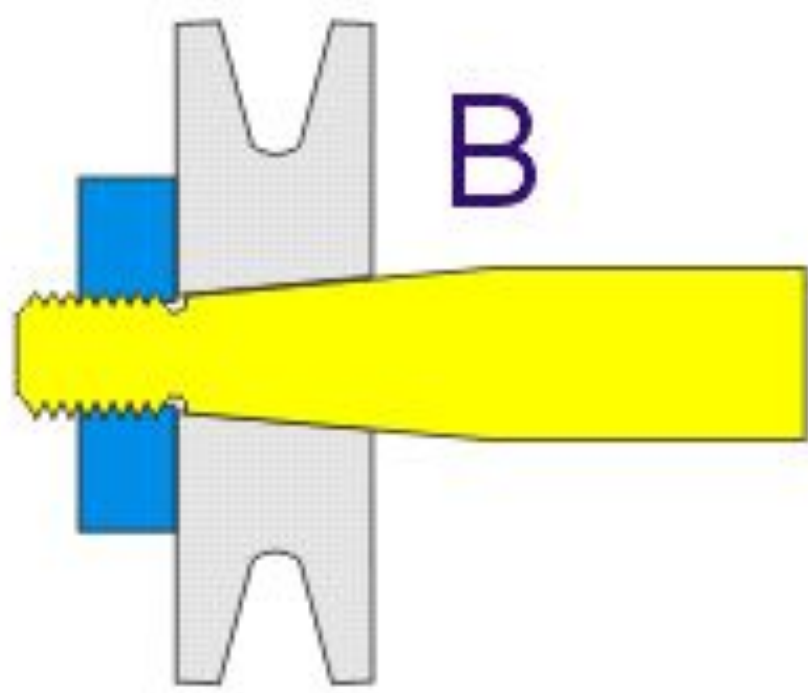
Соединение с натягом — технологическая операция получения условно разъёмного соединения, которое получается при вставлении одной детали (или части её) в отверстие другой детали при посадке с натягом.

Обычно соединяют детали с цилиндрическими или коническими поверхностями, также эти поверхности могут быть эллиптическими, призматическими и пр. Для получения неподвижного соединения необходим натяг (положительная разность диаметров вала и отверстия). После сборки вал и отверстие благодаря упругим и пластическим деформациям принимают один размер.

Характерными примерами деталей, соединенных посадками с натягом, являются: венцы зубчатых и червячных колес др.



Сборка соединения с натягом производится
запрессовкой или температурным деформированием.



Сборка запрессовкой

В зависимости от относительной величины натяга, пластичности материалов, качества поверхности запрессовка производится с различными усилиями и на различном оборудовании.

Сборка температурным деформированием
Позволяет произвести сборку наименьшими усилиями (свободное соединение) и минимальными повреждениями. Это достигается нагревом отверстия (но ниже температуры структурных изменений) или охлаждением вала (сухой лёд $-79\text{ }^{\circ}\text{C}$, жидкий азот $-198,6\text{ }^{\circ}\text{C}$), либо использованием обоих методов одновременно. При сильном нагреве охватывающей детали при сборке может возникнуть «спекание», при котором соединение окажется неразборным.

Разборка соединения производится в обратной последовательности в направлении рассоединения деталей распрессовкой или температурным деформированием.

При распрессовке можно применить гидростатическую распрессовку как дополнительное средство для более лёгкого снятия детали. Для этого необходимо подать гидравлическое масло под давлением по каналу (предусмотренному конструкцией вала или ступицей) под место соединения. Под действием гидравлических сил масло раздвигает соединение, образуя зазор, и одновременно вымывает и смазывает его, что позволяет выпрессовывать с меньшими усилиями и с меньшими повреждениями.

Классификация соединений с натягом

Цилиндрические соединения по способу сборки разделяются

1) на соединения, собираемые запрессовкой;

2) на соединения, собираемые с предварительным нагревом охватывающей или с охлаждением охватываемой детали. Прочность соединения деталей, собираемых с нагревом или охлаждением, выше прочности соединений запрессовкой (примерно в 2,5 раза). Для сталей допускаемая температура нагрева $[t]=230\dots240^{\circ}\text{C}$, для бронз $[t]=150\dots200^{\circ}\text{C}$. В зависимости от требуемой температуры охватывающую деталь нагревают в воде (до 100°C), в масле (до 130°C), в электрической или газовой печи. Охватываемую деталь охлаждают сухим льдом (температура испарения — 80°C) или жидким азотом (температура испарения — 200°C).

3) на соединения, собираемые с предварительным нагревом охватывающей и с охлаждением охватываемой детали.

Достоинства соединений с натягом

- 1) Простота конструкции и хорошее базирование соединяемых деталей.
- 2) Большая нагрузочная способность.

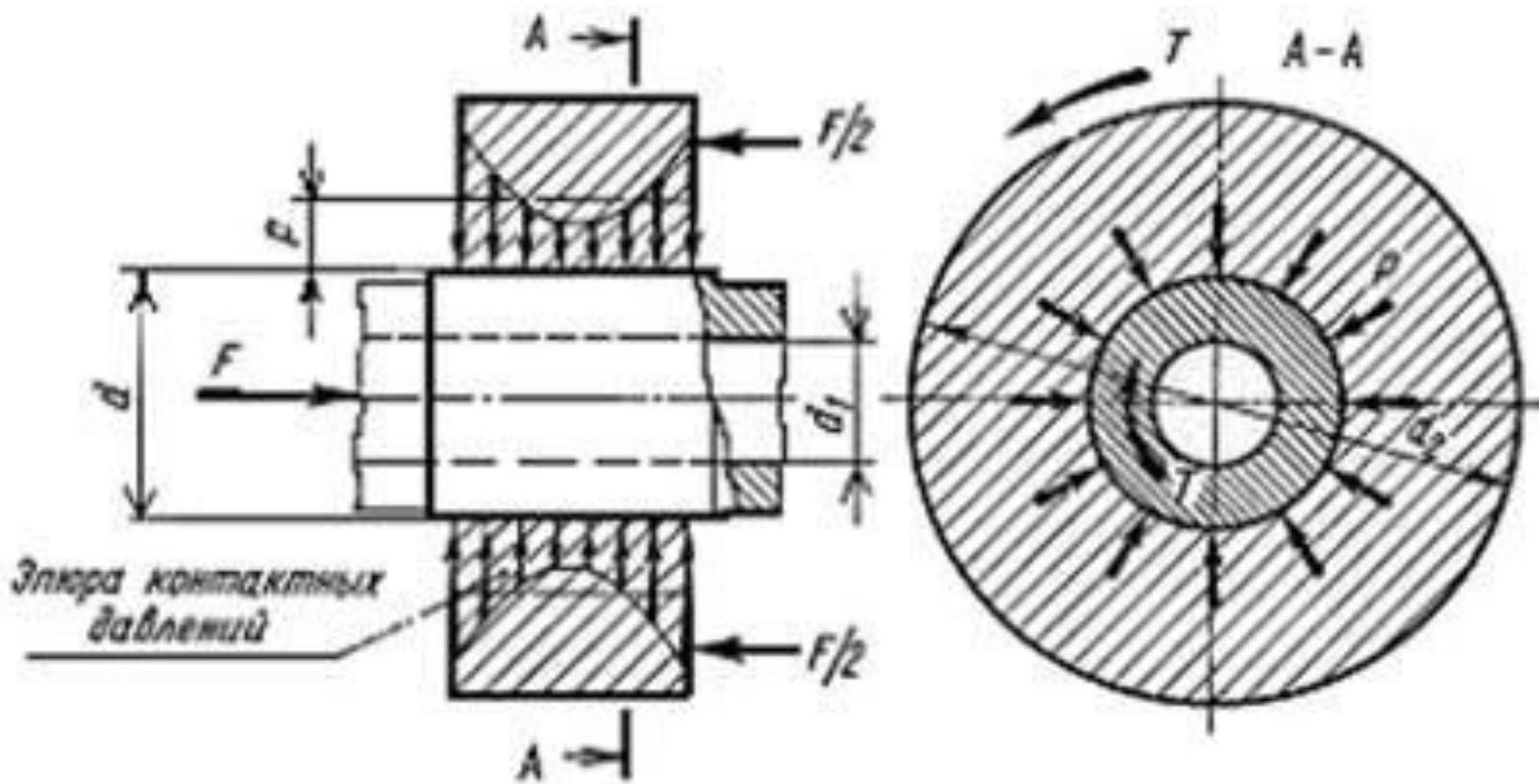
Недостатки соединений с натягом

- 1) Сложность сборки и особенно разборки.
- 2) Рассеивание прочности соединения в связи с колебаниями действительных посадочных размеров в пределах допусков.

Расчет на прочность соединений с натягом

Прочность соединения обеспечивается натягом, который образуется в выбранной посадке. Значение натяга определяется потребным контактным давлением p_m на посадочной поверхности соединяемых деталей. Это давление должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних сдвигающих сил.

Критерием работоспособности соединений с натягом является контактная прочность. Контактные давления в направлении длины деталей изменяются по закону кривой. Концентрация давлений у краев отверстия вызвана вытеснением сжатого материала от середины в обе стороны. У торцов они больше средних давлений в 2...3,5 раза. Расчет на прочность деталей соединения основан на предположении, что контактные давления распределяются равномерно по поверхности контакта. Опасным элементом соединения, как правило, является охватываемая деталь.



распределение сил и напряжений в соединениях с натягом

Взаимная неподвижность деталей соединения с натягом обеспечивается соблюдением условия:

$$p_m > [p_v]_{\max}$$

$$\text{где } [p_m]_{\max} = 0,5\sigma_T \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]$$

- максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали,

σ_T - предел текучести материала охватываемой детали.

При нагружении соединения осевой силой F

$$p_m \geq \frac{K \cdot F}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}$$

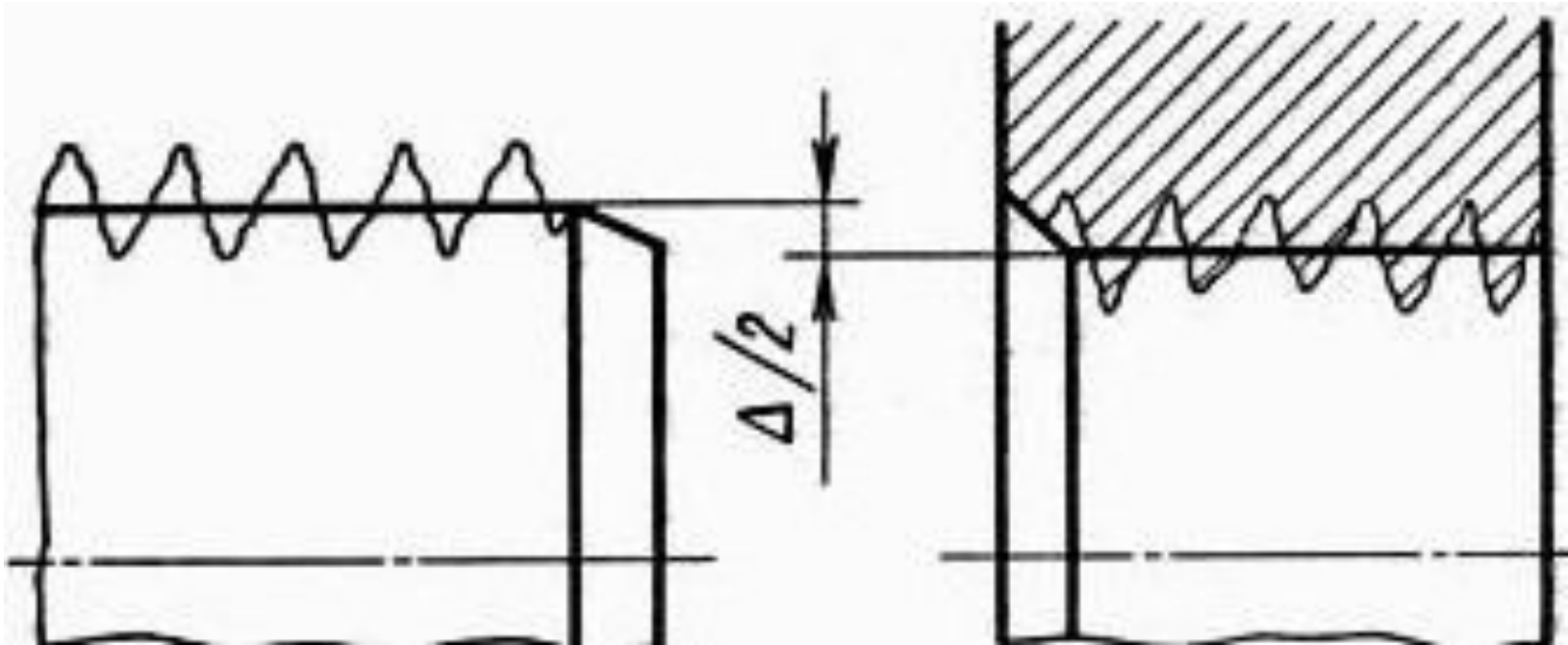
где p_m — среднее контактное давление

$K = 2 \dots 4,5$ — коэффициент запаса сцепления для предупреждения контактной коррозии (изнашивания посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных нагрузок, особенно в период пуска и остановки),
 d, l — диаметр и длина посадочной поверхности,
 f — коэффициент сцепления (трения).

При нагружении соединения вращающим моментом T

$$p_m \geq \frac{K \sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}$$

Образование посадки с натягом



При сборке соединения микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются

Для компенсации этого в расчет вводят поправку u . Если соединение с натягом подвержено нагреву в процессе работы и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового зубчатого венца червячного колеса с чугунным или стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление натяга соединения.

Для компенсации этого в расчет вводят поправку на температурную деформацию Δ_t

Максимальный допустимый натяг соединения,
гарантирующий прочность охватываемой детали:

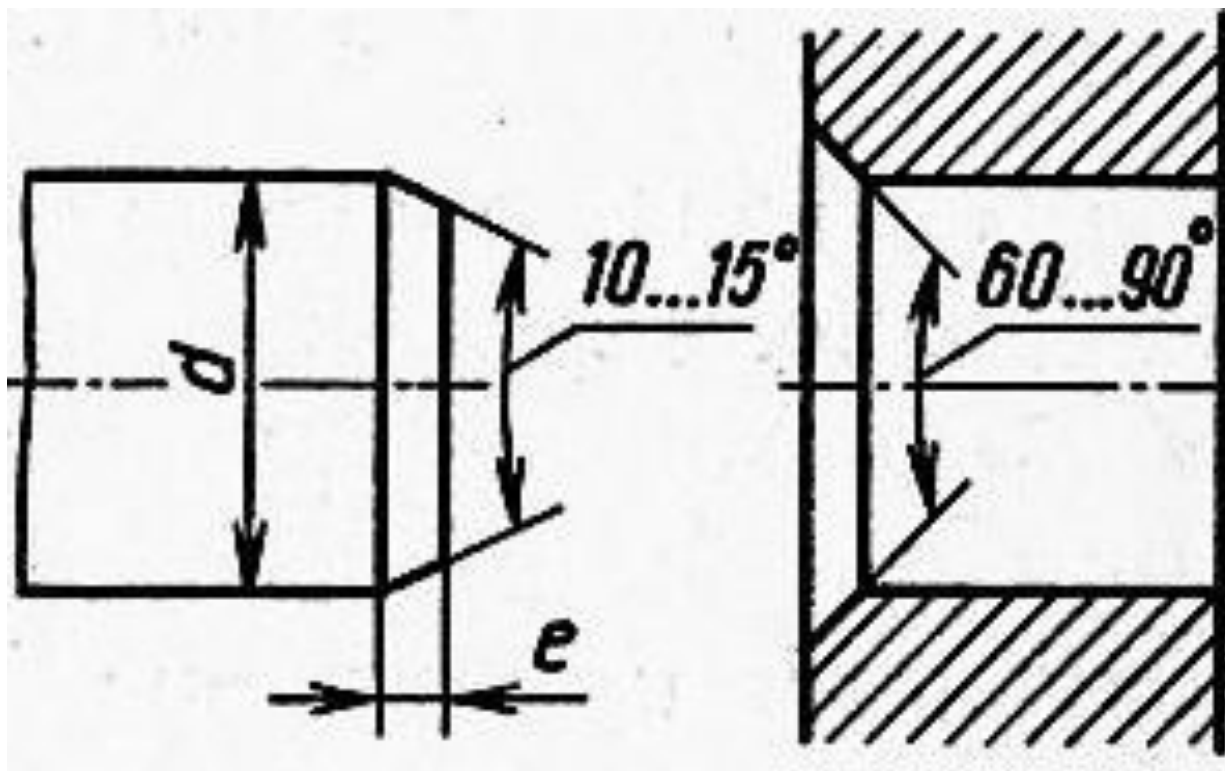
$$[N]_{\max} \leq [\Delta]_{\max} \Delta + u$$

Минимальный допустимый натяг соединения,
гарантирующий прочность охватываемой детали:

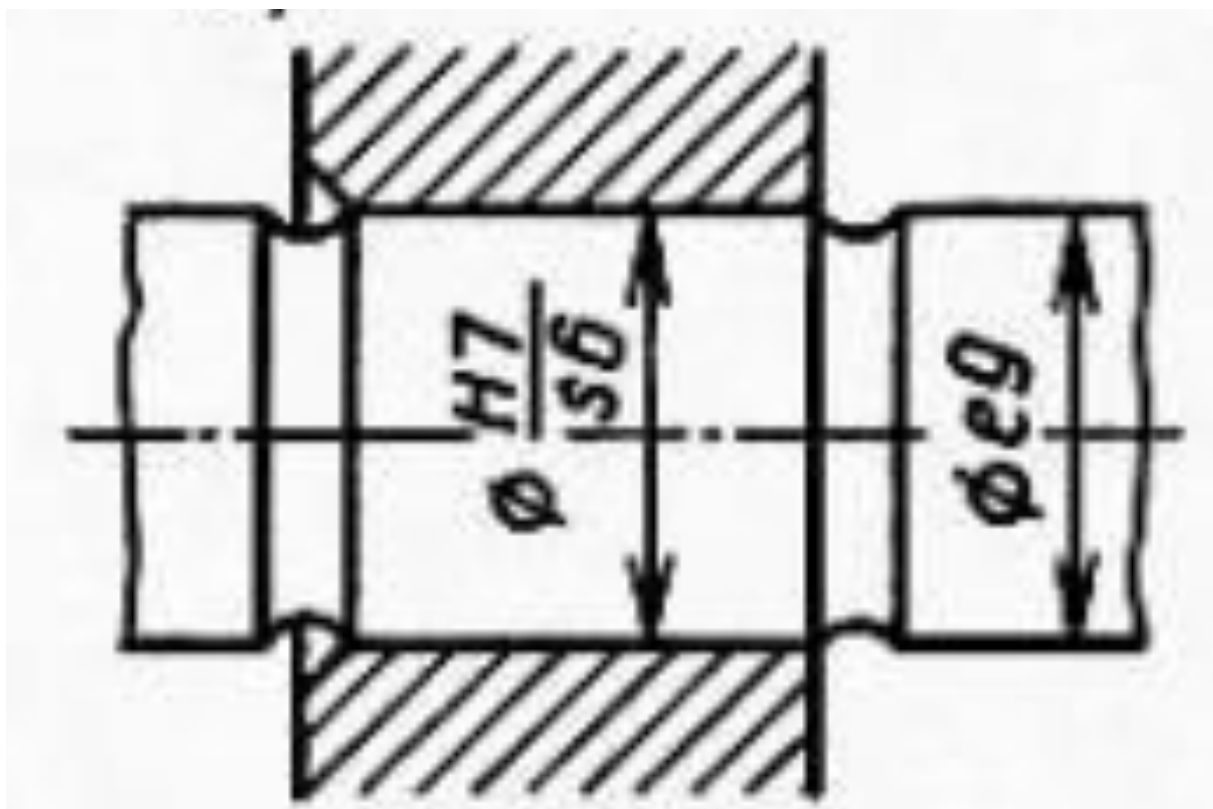
$$[N]_{\min} \geq \Delta + u + \Delta$$

По значению минимального и максимального натягов подбирают стандартную посадку.

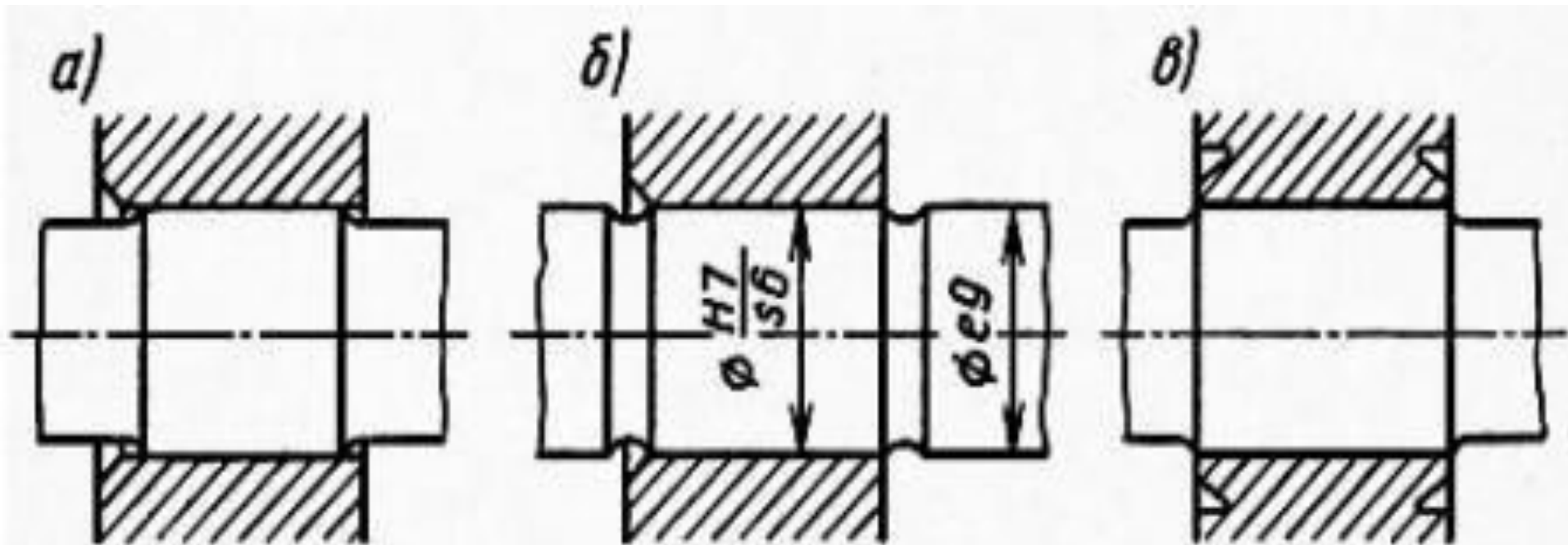
Для облегчения установки под прессом и во избежание образования заусенцев, соединяемые детали должны иметь приемные фаски



При наличии свободного места на валу
рекомендуется выполнять центрирующий участок со
свободной посадкой



Для повышения усталостной прочности вала под ступицей обычно номинальный посадочный диаметр увеличивают с применением плавных переходов – галтелей (а). Для той же цели могут быть применены разгрузочные канавки на валах у ступиц (б) или на торцах ступиц (в), укорочение посадочной части вала (а).



Расчёт соединения с натягом

Температурное деформирование

Для этого способа необходимо рассчитать разность температур Δt вала и отверстия.

При этом принимают

$$\Delta t = \left(\frac{N + z_0}{\alpha d} \right), \quad \text{где}$$

N — натяг посадки;

z_0 — минимальный зазор необходимый для свободного соединения деталей,

$$z_0 = 0,01mm \quad \text{при} \quad d = 30...80mm$$

$$z_0 = 0,015mm \quad \text{при} \quad d = 80...180mm$$

$$z_0 = 0,02mm \quad \text{при} \quad d = 180...400mm$$

α — коэффициент линейного расширения

d — номинальный диаметр.

Запрессовка

Расчёт соединения с натягом втулки и вала. При этом втулка и вал (если в нём имеется отверстие) считается толстостенным цилиндром (то есть толщина стенки которых не более чем в пять раз меньше радиуса цилиндра).

Исходя из сил, действующих на соединение, находим контактное давление

$$p = k \frac{\sqrt{F^2 + (M/d)^2}}{\pi d l f}, \quad \text{где}$$

k — коэффициент запаса сцепления

$$k = 1,5 \dots 3$$

F — осевая сила

M — крутящий момент

d — номинальный диаметр

l — длина соединения

f — коэффициент трения скольжения

Далее находим расчётный натяг

$$N_p = pd (C_1/E_1 + C_2/E_2) ,$$

$$C_1 = \left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \right) - \mu_1, \quad C_2 = \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right) + \mu_2$$

где

E — модуль упругости

μ — коэффициент Пуассона

Так как имеются неровности профиля, которые деформируются и затрудняют продвижение запрессовки, полученное значение увеличиваем на величину поправки и получаем практический натяг

$$N_{pr} = N_p + 5,5 (Ra_1 + Ra_2),$$

где Ra_1 и Ra_2 — среднее арифметическое отклонение профиля микронеровностей посадочных поверхностей

Если сборка производится температурным деформированием, то нет необходимости вводить поправку. С увеличением степени натяга, становится затруднительным разъём соединения

Спасибо за внимание