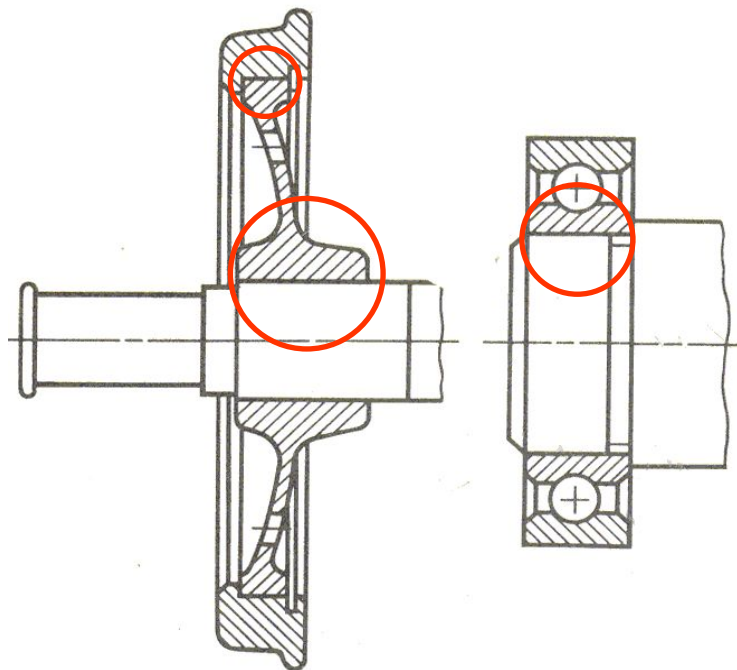


Соединения с натягом – разностью посадочных размеров – осуществляют за счет сил упругости от предварительной деформации деталей.

Соединяют детали с соосными цилиндрическими и коническими (редко) поверхностями.

Способы соединения с натягом:

- **Механический**
- **Термический**
- **Гидрозапрессовка**



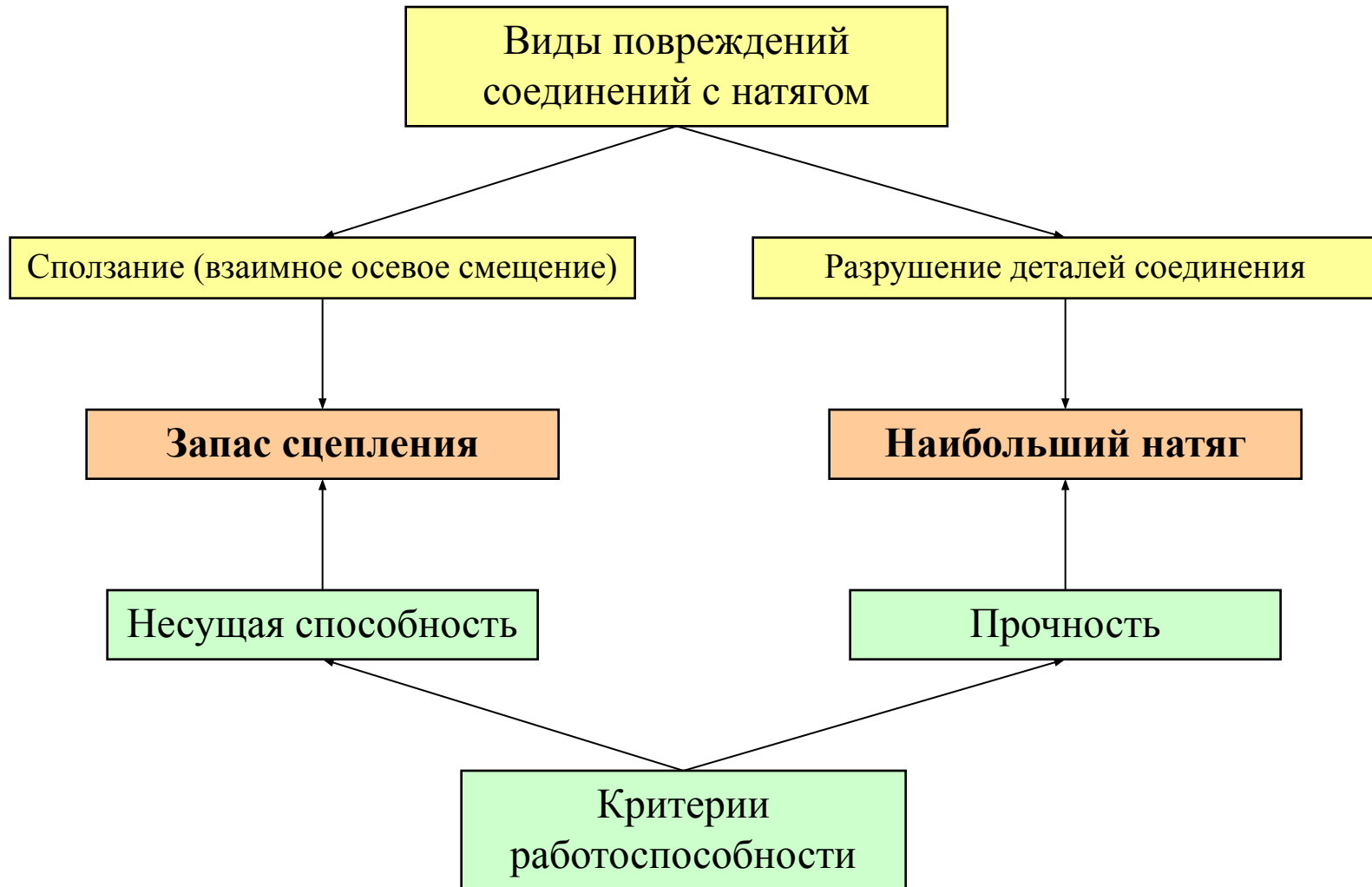
Достоинства соединения с натягом:

- Простота в изготовлении
- Обеспечивают хорошее центрирование и фиксирование взаимного расположения сопрягаемых деталей
- Могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки

Недостатки соединения с натягом:

- Сложность монтажа – демонтажа и возможность повреждения поверхностей
- Склонность к контактной коррозии из-за неизбежных осевых микросмещений
- Пониженная прочность при переменных нагрузках

Критерии работоспособности соединений с натягом



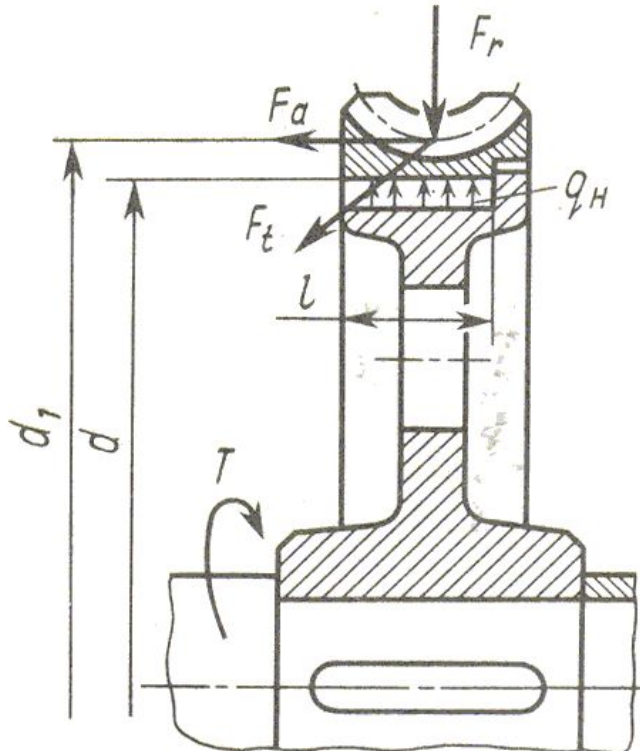
Несущая способность

Нагрузка (осевая сила, вращающий момент) от одной детали к другой передается за счет **сил сцепления**, наибольшее значение которых равно силам трения.

Условие взаимной неподвижности деталей соединения имеет вид:

$$Q \leq F_f$$

Q – внешняя сдвигающая сила; F_f – сила сцепления (трения).

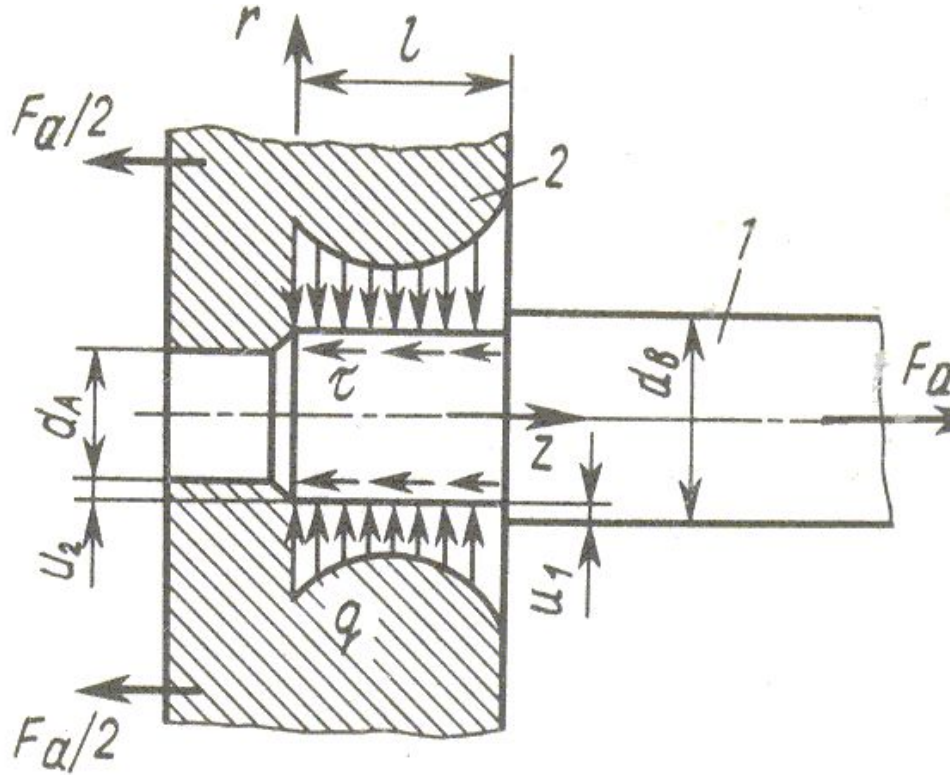


Сдвигающая сила может быть осевой F_a и тангенциальной F_t (от действия вращающего момента). Тогда результирующая сила равна:

$$Q = \sqrt{F_a^2 + F_t^2}$$

$$F_t = \frac{2T}{d_1}$$

Несущая способность



Сила сцепления образуется на поверхности контакта благодаря контактными напряжениям q .

$$\tau = f q_H$$

$$F_f = f q_H \pi d l$$

τ – удельная сила трения;

q_H – среднее контактное напряжение;

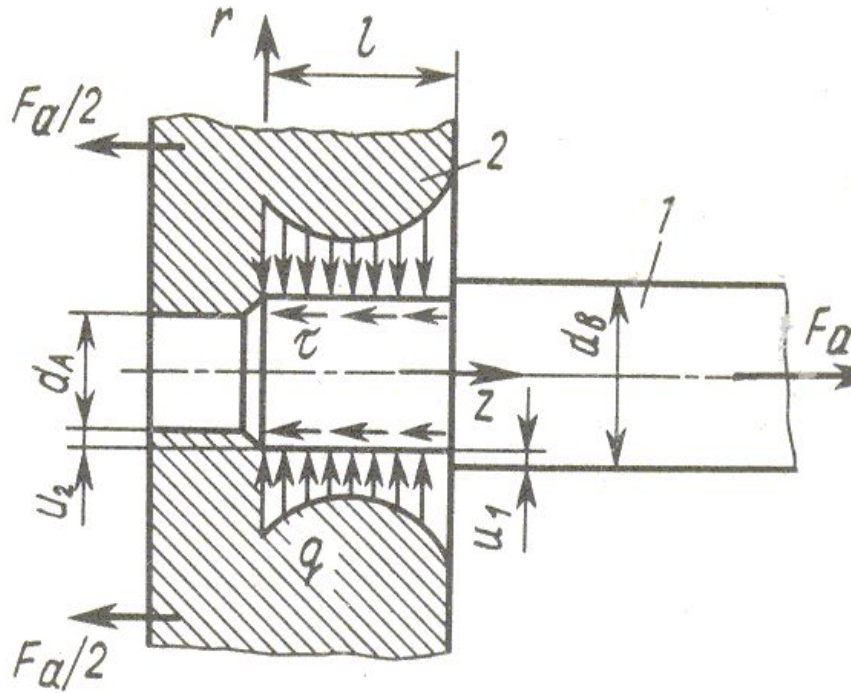
d и l – диаметр и длина сопряжения.

Условие неподвижности:

$$Q \leq f q_H \pi d l$$

Нагрузочная способность соединения определяется (при заданных материалах и размерах) контактными напряжениями:

$$q_H = \frac{kQ}{f \pi d l}$$



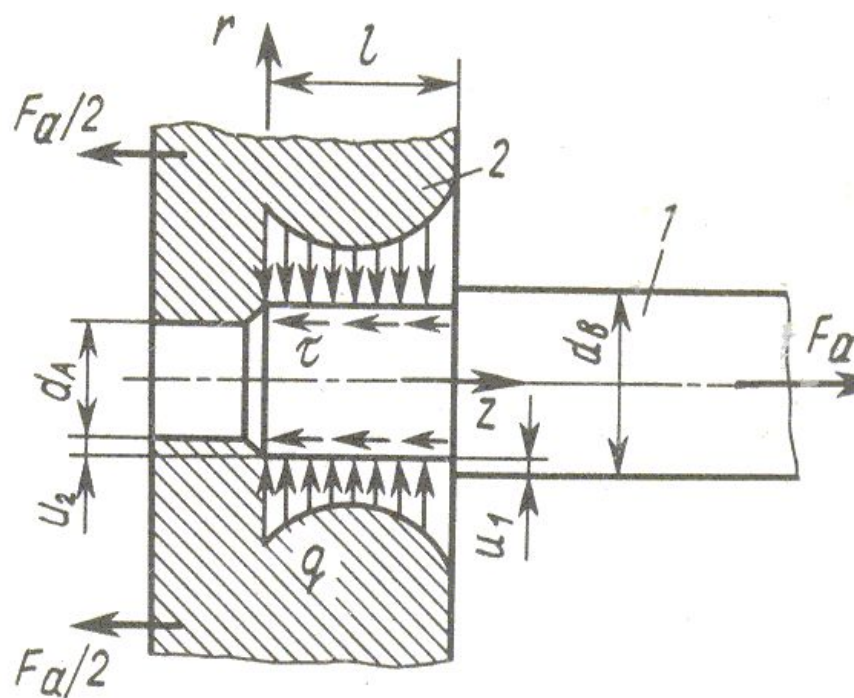
Нагрузочная способность соединения определяется (при заданных материалах и размерах) контактными напряжениями:

$$q_H = \frac{kQ}{f\pi dl}$$

$k = 1.5...2.0$ – коэффициент запаса сцепления, учитывающий рассеяние коэффициентов трения и погрешности формы поверхностей, переменность нагрузки, ...

коэффициенты трения

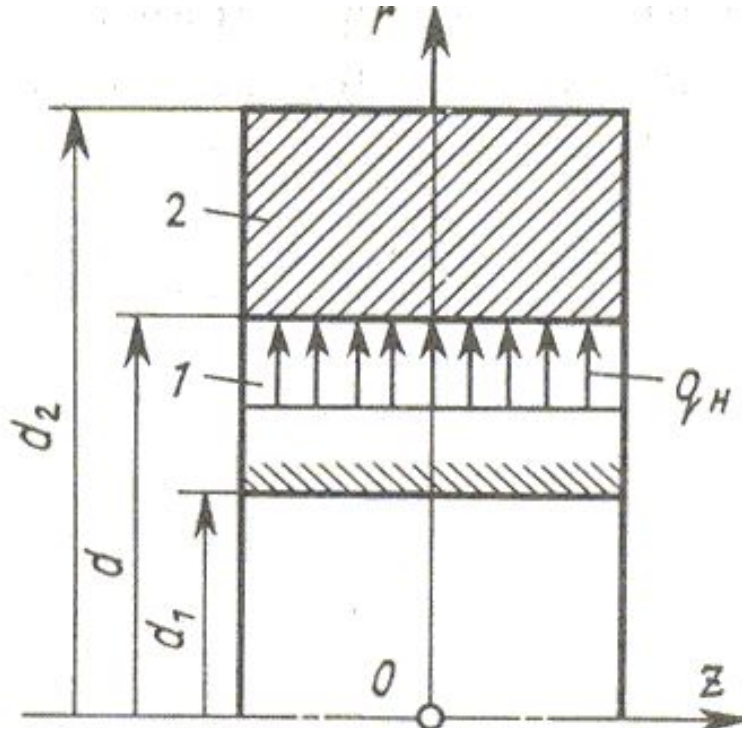
Способ сборки соединений	Материал охватывающий детали				
	Сталь	Чугун	Алюминиевые и магниевые сплавы	Латунь	Пластмассы
Механическая запрессовка	0,06...0,13*	0,07...0,12	0,02...0,06	0,05...0,1	0,4...0,5
Тепловая сборка	0,14...0,16	0,07...0,09	0,05...0,06	0,05...0,14	—



Расчетный радиальный натяг:

$$\Delta_P = \frac{\delta_P}{2} = u_2 - u_1$$

δ_P – расчетный диаметральный натяг равен разности посадочных диаметров d_B и d_A идеально точных деталей; u_1 и u_2 – радиальные перемещения точек поверхности деталей 1 и 2..



В предварительном расчете полагают, что контактные напряжения распределены равномерно и решают задачу Ламе о сопряжении двух толстостенных цилиндров.

$$u_1 = -\lambda_1 q_H; \quad u_2 = \lambda_2 q_H.$$

Коэффициенты радиальной податливости λ_1 и λ_2 равны соответственно:

$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1} \left[\frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 \right];$$

$$\lambda_2 = \frac{d}{2E_2} \left[\frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2 \right].$$

$$q_H = \frac{\delta_P}{2} \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2}$$

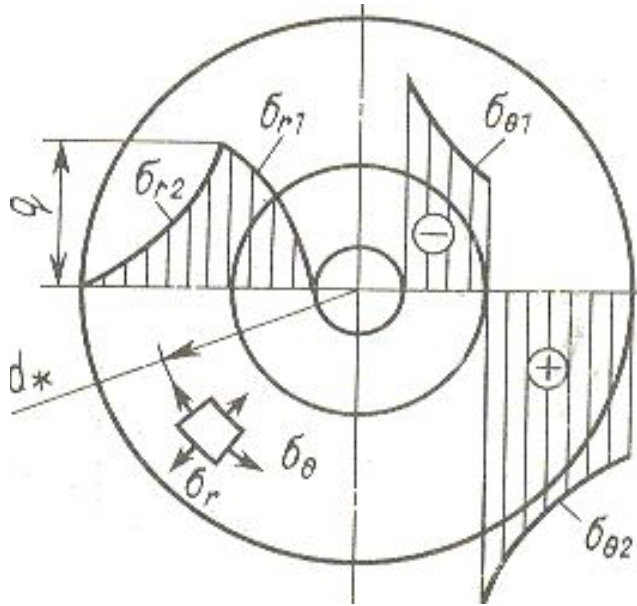
тогда

$$\delta_P = \frac{2(\lambda_1 + \lambda_2)}{f\pi dl} kQ$$

– расчетное значение диаметрального натяга, обеспечивающее передачу нагрузки от одной детали к другой.

$$\delta_{min} = \delta_P + 1.2(Rz_1 + Rz_2)$$

$$Rz = 0.4...10 \text{ мкм}$$



Натяг вызывает в соединяемых деталях радиальные σ_r и окружные напряжения σ_θ .

НАПРЯЖЕНИЯ

в охватываемой детали
(вале):

в охватывающей детали
(ступице):

$$\sigma_{r1} = -q_H \frac{1 - (d_1/d_*)^2}{1 - (d_1/d)^2};$$

$$\sigma_{r2} = q_H \frac{1 - (d_2/d_*)^2}{(d_2/d)^2 - 1};$$

$$\sigma_{\theta1} = -q_H \frac{1 + (d_1/d_*)^2}{1 - (d_1/d)^2}.$$

$$\sigma_{\theta2} = q_H \frac{1 + (d_2/d_*)^2}{(d_1/d)^2 - 1}.$$

Наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватывающей детали ($d_* = d$).
Условие отсутствия пластических деформаций:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_\theta - \sigma_r = \frac{2q_H}{1 - (d/d_2)^2} \leq \sigma_T$$

Наибольшие напряжения в зоне контакта:

$$q_{H_{\text{max}}} = 0.5 \sigma_T \left[1 - (d/d_2)^2 \right]$$

Соответствующий напряжениям наибольший натяг:

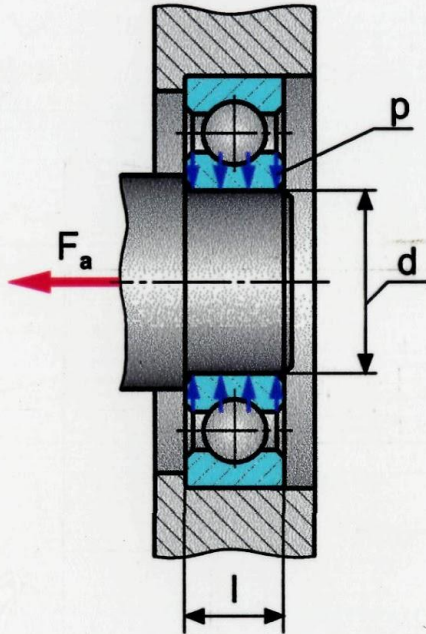
$$\delta_{\text{max}} = \sigma_T (\lambda_1 + \lambda_2) \left[1 - (d/d_2)^2 \right]$$

Посадку выбирают, сравнивая **расчетные и стандартные** значений δ_{min} и δ_{max} .

СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

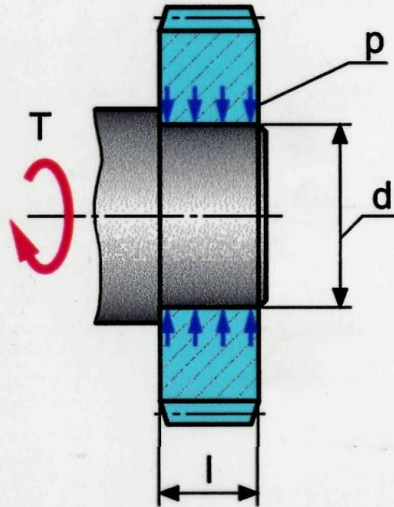
Соединения нагружены:

осевой силой



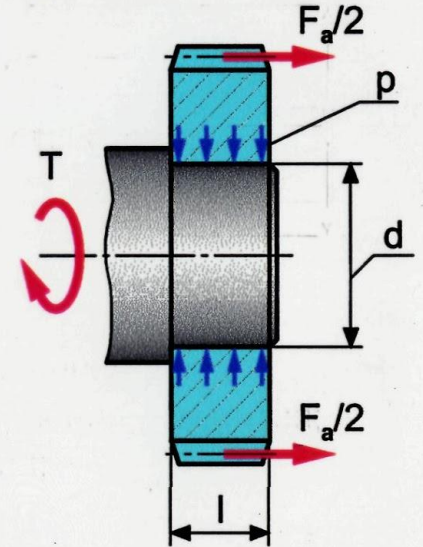
$$F_a \leq \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f}{k};$$

вращающим моментом



$$T \leq \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f}{k} \cdot \frac{d}{2000};$$

осевой силой и вращающим моментом



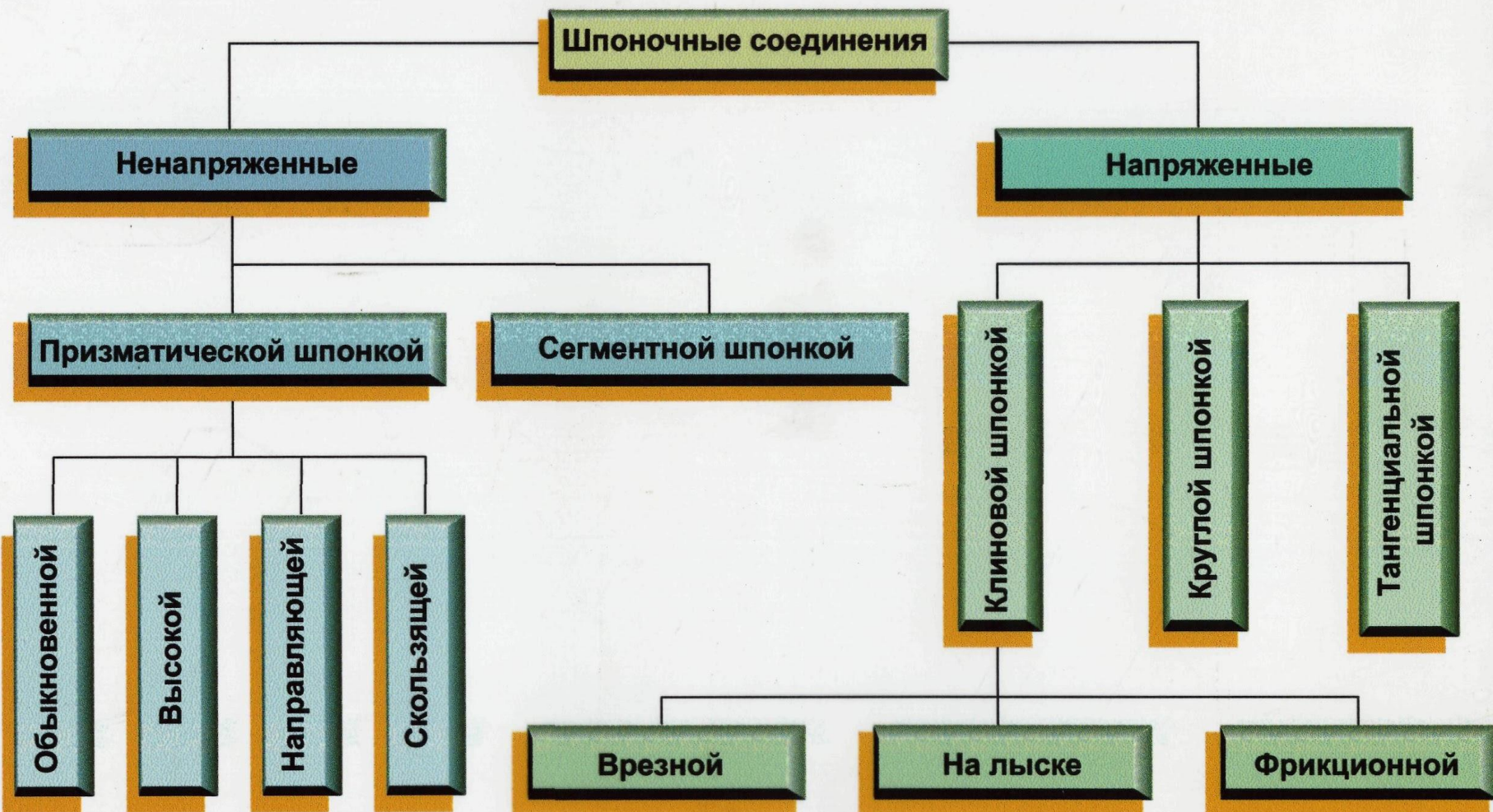
$$F = \sqrt{\left(\frac{2000 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f}{k},$$

где p - давление на посадочной поверхности, МПа;
 f - коэффициент трения в соединении;
 $k = 1,5...2,0$ - коэффициент запаса сцепления.

Шпоночные соединения

Шпоночное соединение – соединение зацеплением с помощью шпонки соосных деталей с цилиндрическими (коническими) поверхностями контакта.

КЛАССИФИКАЦИЯ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ



Шпонка – специальная деталь, размещаемая в пазах вала и ступицы. Ее используют как для передачи вращающего момента, так и для направления осевого перемещения ступицы по валу (направляющая шпонка).

Достоинства шпоночных соединений:

- Простота конструкции и низкая стоимость
- Стандартные элементы
- Удобство монтажа – демонтажа

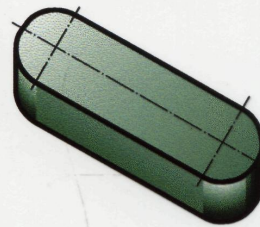
Недостатки шпоночных соединений:

- Необходимость ручной пригонки
- Сложность обеспечения концентричности
- Не обеспечивают взаимозаменяемости

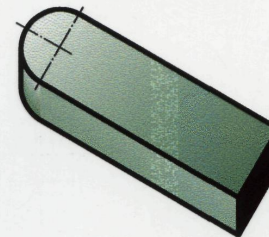
КОНСТРУКЦИИ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ ШПОНОК

Обыкновенные и высокие

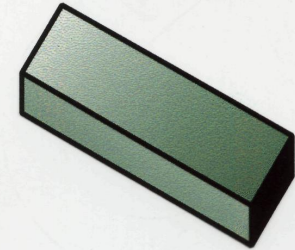
Исполнение 1



Исполнение 2

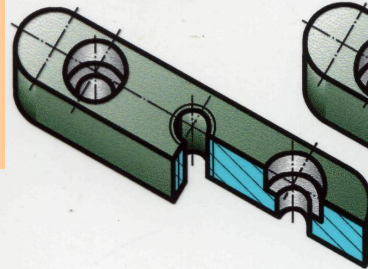


Исполнение 3

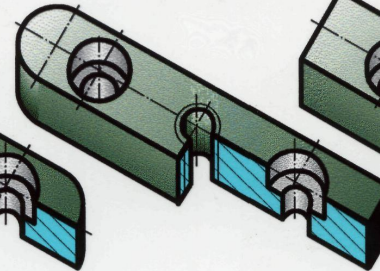


Направляющие

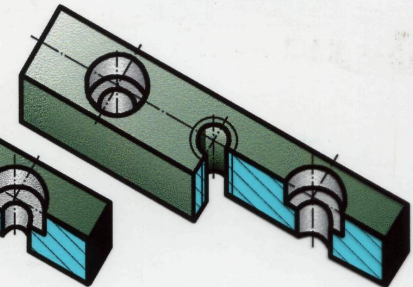
Исполнение 1



Исполнение 2

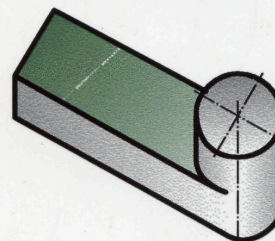


Исполнение 3

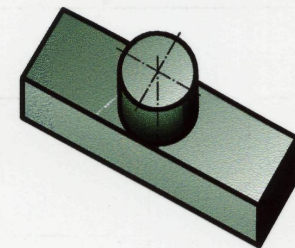


Скользящие

Исполнение 1

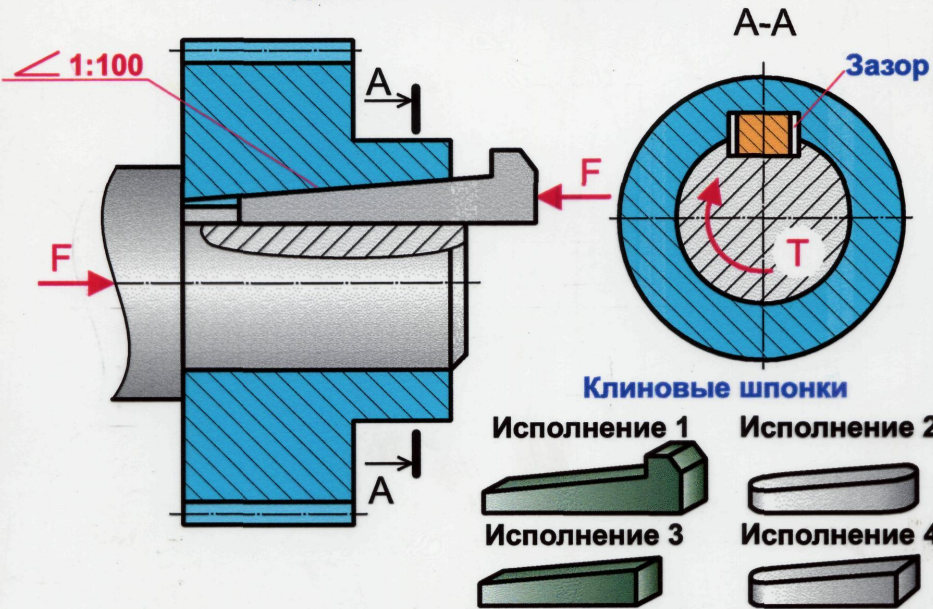


Исполнение 2

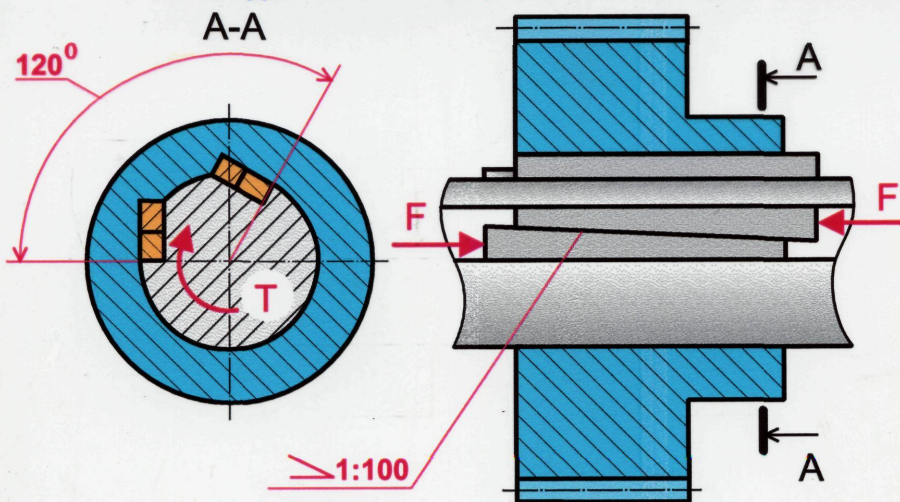


НАПРЯЖЕННЫЕ ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединение клиновой шпонкой

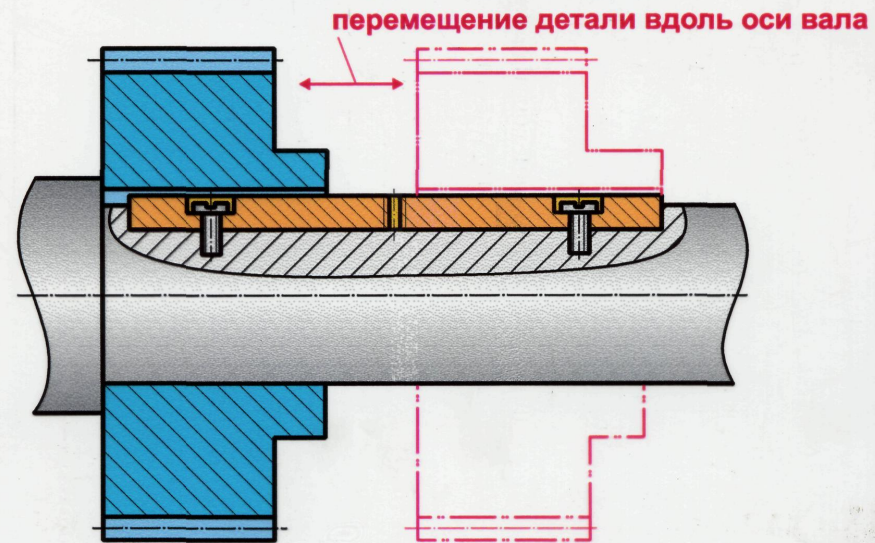


Соединение тангенциальной шпонкой

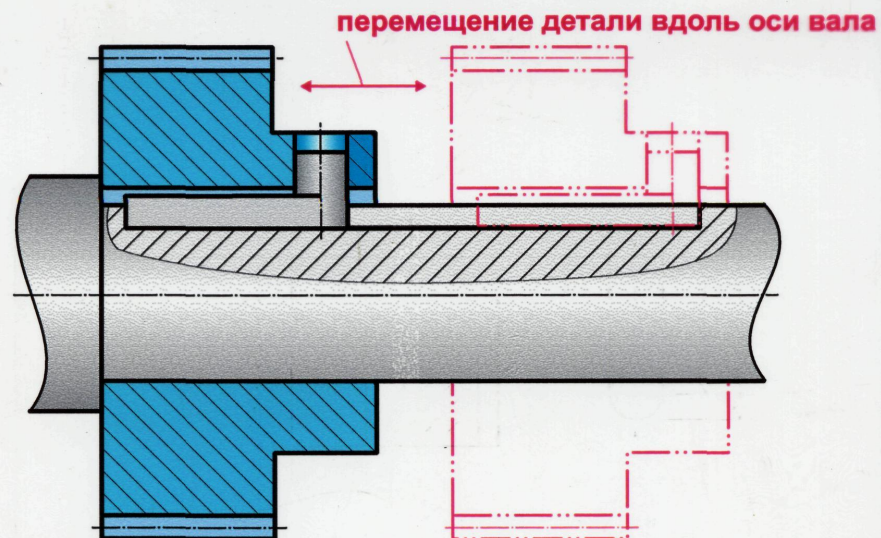


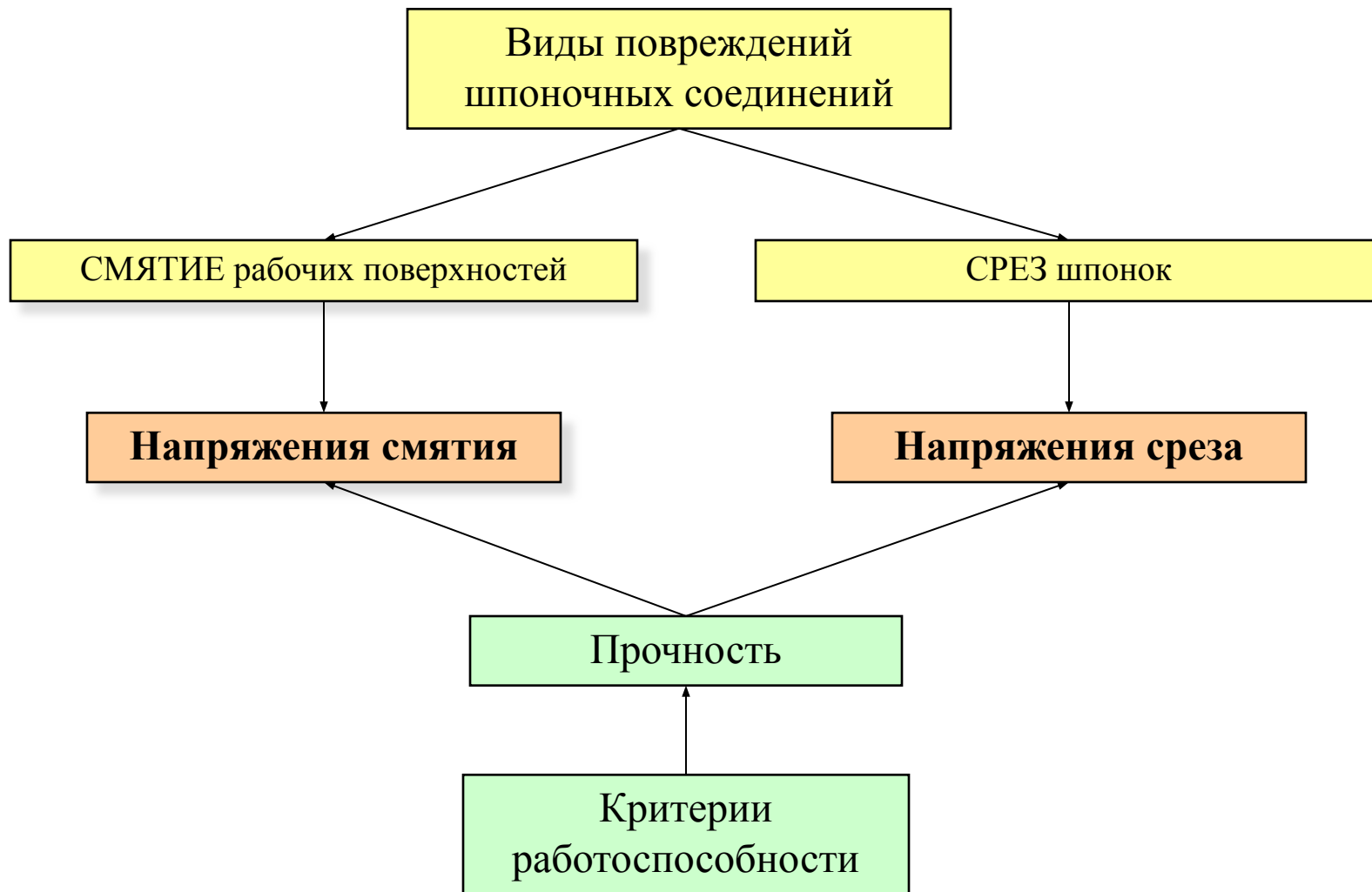
ПОДВИЖНЫЕ ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединение направляющей шпонкой

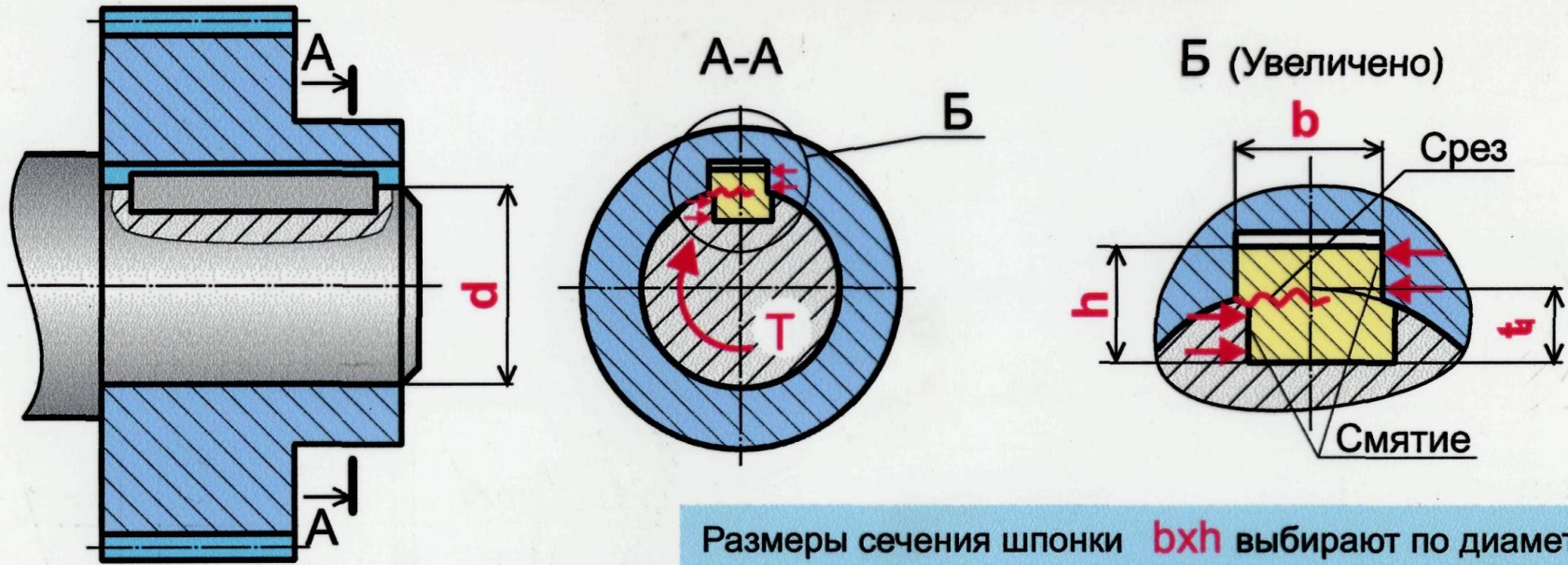


Соединение скользящей шпонкой



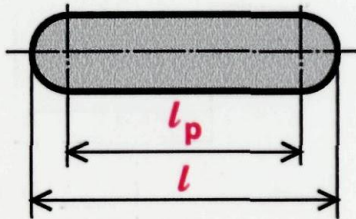


СОЕДИНЕНИЕ ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ШПОНКОЙ



Размеры сечения шпонки **b x h** выбирают по диаметру **d**.
 Длину шпонки **l** назначают конструктивно.

Расчет соединения



на смятие

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

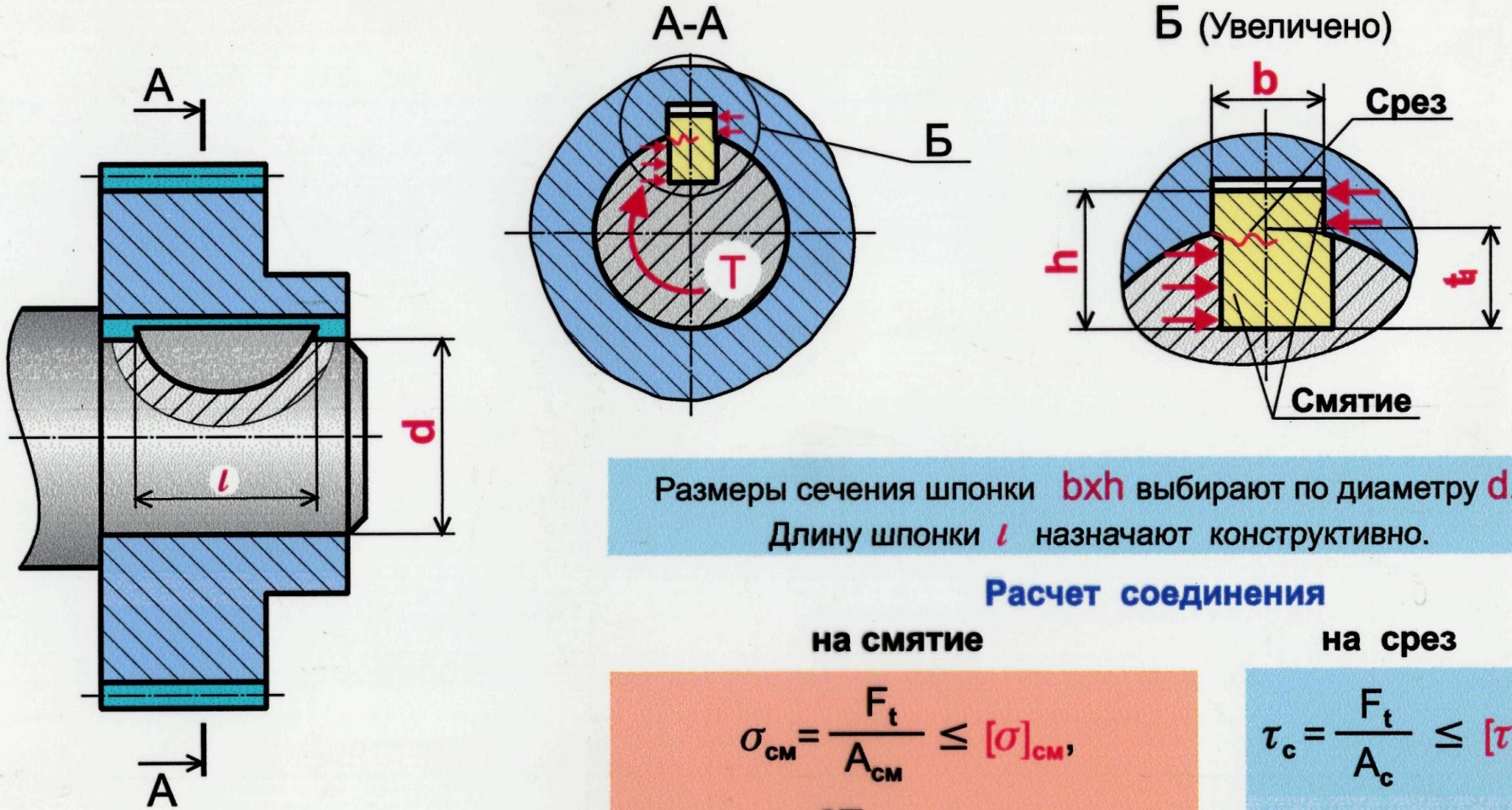
где $F_t = \frac{2T}{d}$; $A_{см} = (h - t_1) \cdot l_p$.

на срез

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

где $A_c = b \cdot l_p$.

СОЕДИНЕНИЕ СЕГМЕНТНОЙ ШПОНКОЙ



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

Расчет соединения

на смятие

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

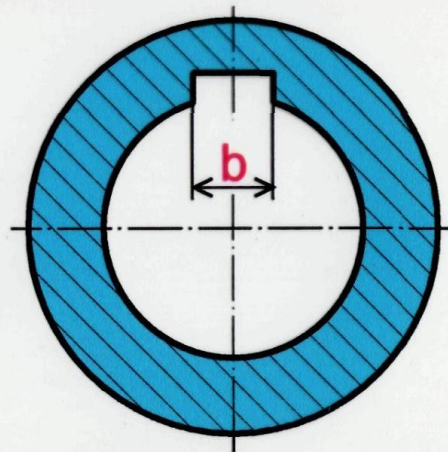
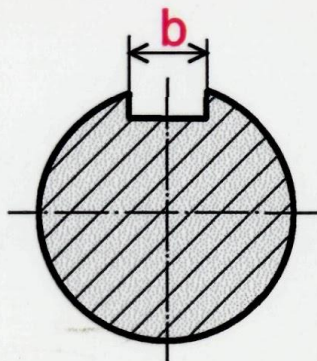
где $F_t = \frac{2T}{d}$; $A_{\text{см}} = (h - t_1) \cdot l$.

на срез

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

где $A_c = b \cdot l$.

ПОЛЯ ДОПУСКОВ ШИРИНЫ ПАЗА ПРИЗМАТИЧЕСКОГО ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ



Характер шпоночного соединения	Поля допусков ширины паза b	
	на валу	во втулке
Свободное	H9	D10
Нормальное	N9	Js9 *
Плотное	P9 *	P9

Примечание. * Поля допусков предпочтительного применения в неподвижных соединениях

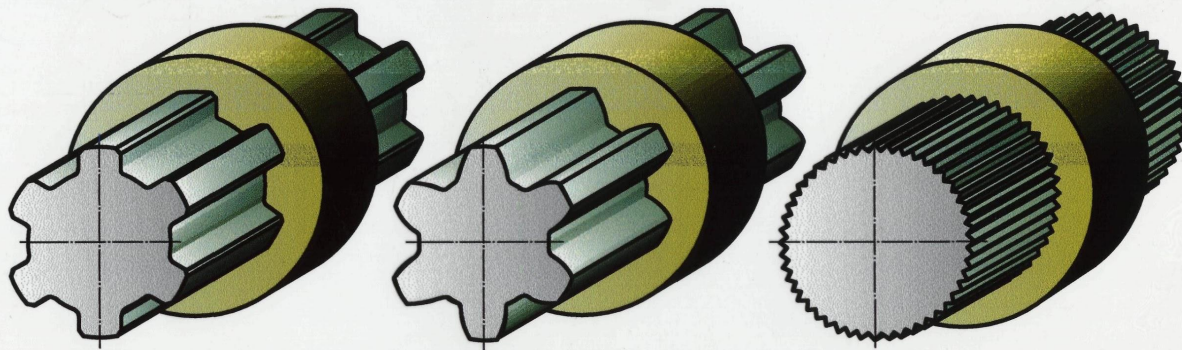
Шлицевое соединение – соединение зацеплением с помощью шлицев соосных деталей с цилиндрическими (коническими) поверхностями контакта. Конструктивно подобно многошпоночному соединению. Применяются для неподвижного и подвижного соединения валов со ступицами.

ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

С прямобочными
зубьями

С эвольвентными
зубьями

С треугольными
зубьями



Достоинства шлицевых соединений:

- Значительную несущую способность
- Имеют малые радиальные габариты
- Обеспечивают взаимозаменяемость
- Обеспечивают хорошее центрирование
- Стандартизованы

Недостатки шлицевых соединений:

- Сложность изготовления шлицев
- Износ шлицев

с ПРЯМОБОЧНЫМИ зубьями – широко распространены в машиностроении, число зубьев $z = 6 \dots 20$, стандартизованы

• с ЭВОЛЬВЕНТНЫМИ зубьями – более технологичны, имеют высокую точность и прочность, выполняются с большим количеством зубьев $z = 6 \dots 82$, стандартизованы

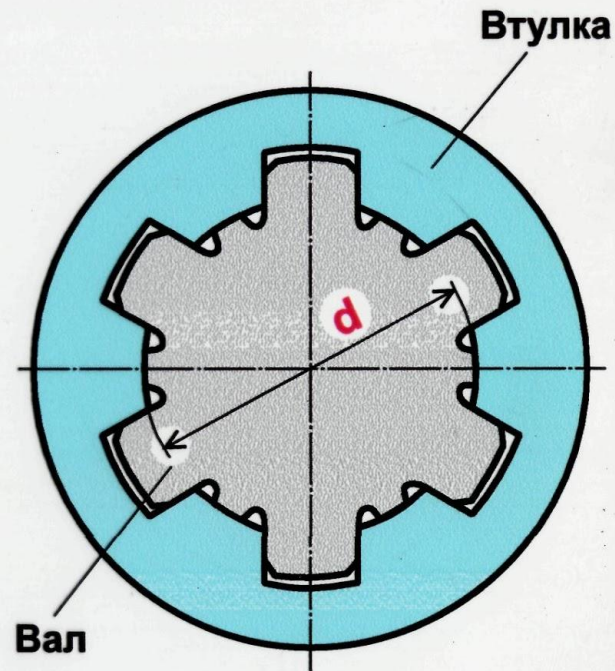
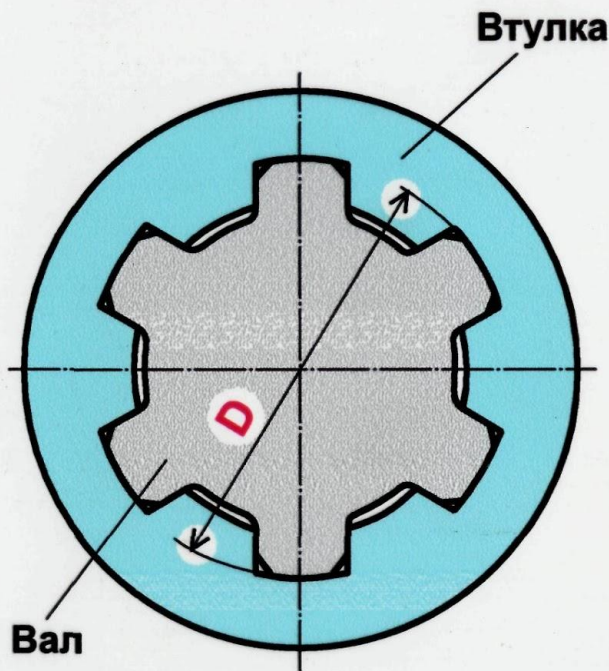
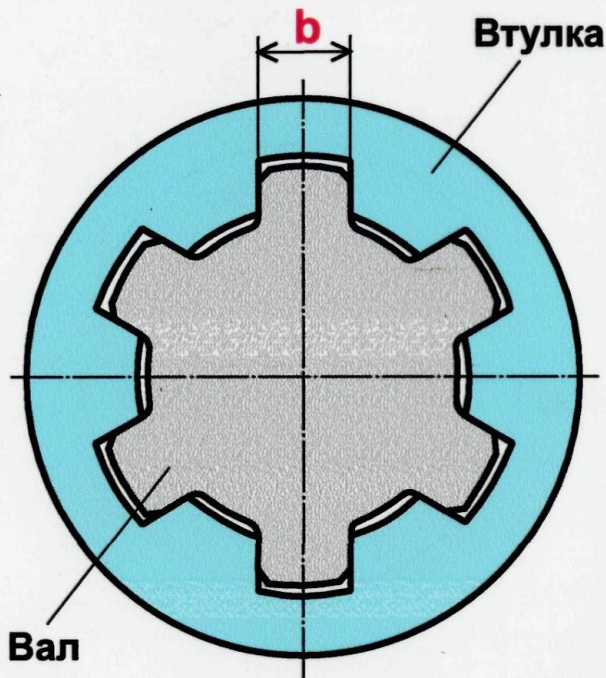
• с ТРЕУГОЛЬНЫМИ зубьями – применяют в основном в приборостроении, при ограниченных радиальных габаритах и в неподвижных соединениях, отраслевые стандарты

ВИДЫ ЦЕНТРИРОВАНИЯ ПРЯМОБОЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

По боковым граням **b**

По наружному диаметру **D**

По внутреннему диаметру **d**



Области рационального применения

Тихоходные
высоконагруженные
соединения

Быстроходные
соединения при
твердости втулки
 $H \leq 350 \text{ НВ}$

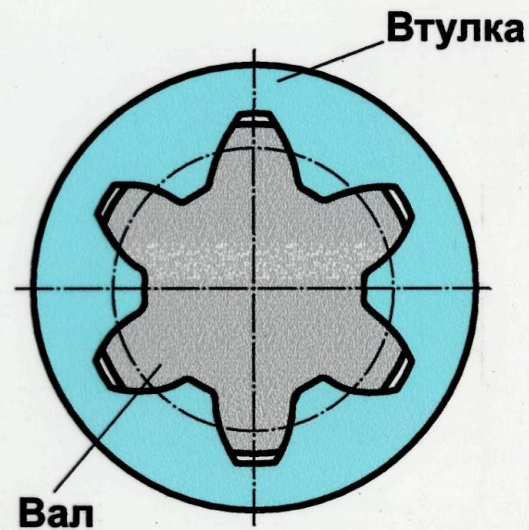
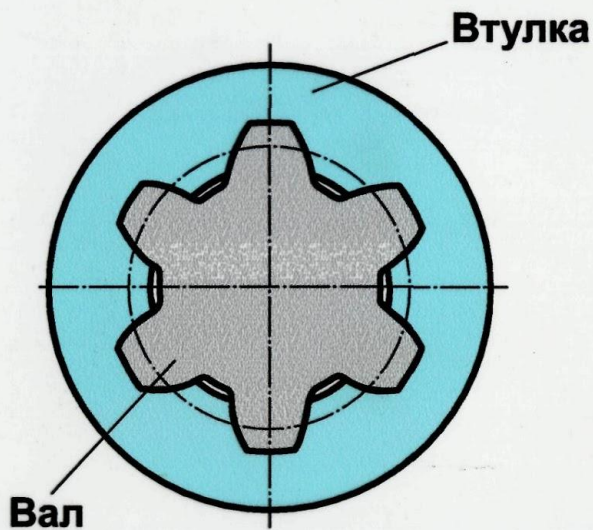
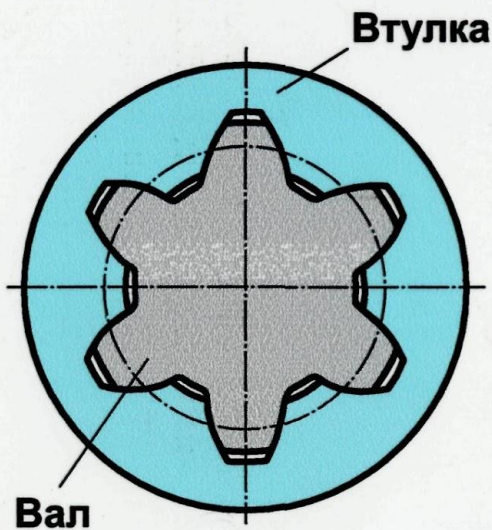
Быстроходные
соединения при
твердости втулки
 $H > 350 \text{ НВ}$

ВИДЫ ЦЕНТРИРОВАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

**По боковой поверхности
зубьев**

По наружному диаметру

По внутреннему диаметру



Области рационального применения

Тихоходные
высоконагруженные
передачи

Быстроходные соединения
при высоких требованиях к
соосности

Не рекомендуется

УСЛОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ ПРЯМОБОЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

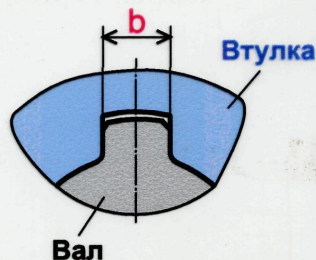
Условное обозначение содержит:

- одну из букв **b**, **D** или **d**, обозначающую поверхность центрирования;
- число зубьев;
- номинальные размеры **b**, **D**, **d** с обозначением посадки.

Примеры условного обозначения соединения с числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 36$ мм, наружным диаметром $D = 40$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм при различных способах центрирования:

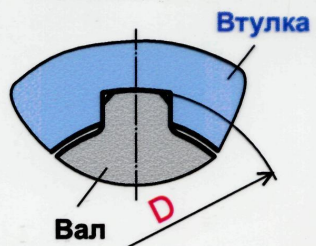
Пример 1. Центрирование по боковым сторонам зубьев с посадкой по ширине зуба $F8/j_57$

$b - 8 \times 36 \times 40H12/a11 \times 7F8/j_57$



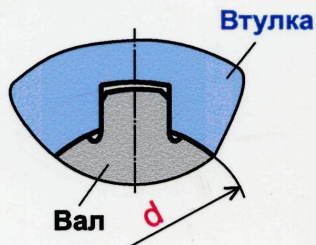
Пример 2. Центрирование по наружному диаметру D с посадкой по диаметру центрирования $H7/n6$ и по ширине зуба $F8/j_57$

$D - 8 \times 36 \times 40H7/n6 \times 7F8/j_57$



Пример 3. Центрирование по внутреннему диаметру d с посадкой по диаметру центрирования $H7/n6$ и по ширине зуба $F8/j_57$

$D - 8 \times 36H7/n6 \times 40H12/a11 \times 7F8/j_57$



УСЛОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

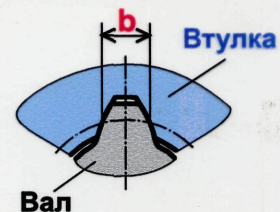
Условное обозначение содержит:

- букву **i** при центрировании по внутреннему диаметру;
- **модуль**;
- **обозначение посадки**, помещаемое после номинального диаметра при центрировании по наружному диаметру или после модуля при иных способах центрирования;
- **обозначение стандарта**.

Примеры условного обозначения соединения с номинальным наружным диаметром $D = 40$ мм и модулем $m = 2$ мм по ГОСТ 6033 - 80 при различных способах центрирования:

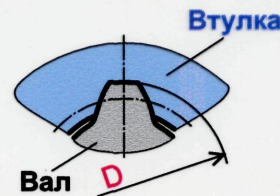
Пример 1. Центрирование по боковым сторонам зубьев с посадкой по ширине b зуба $9H/9h$

$40 \times 2 \times 9H/9h$ ГОСТ 6033-80



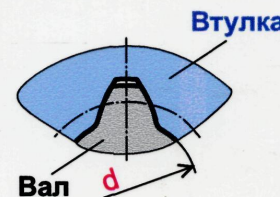
Пример 2. Центрирование по наружному диаметру D с посадкой по диаметру центрирования $H7/h6$

$40H7/h6 \times 2$ ГОСТ 6033-80

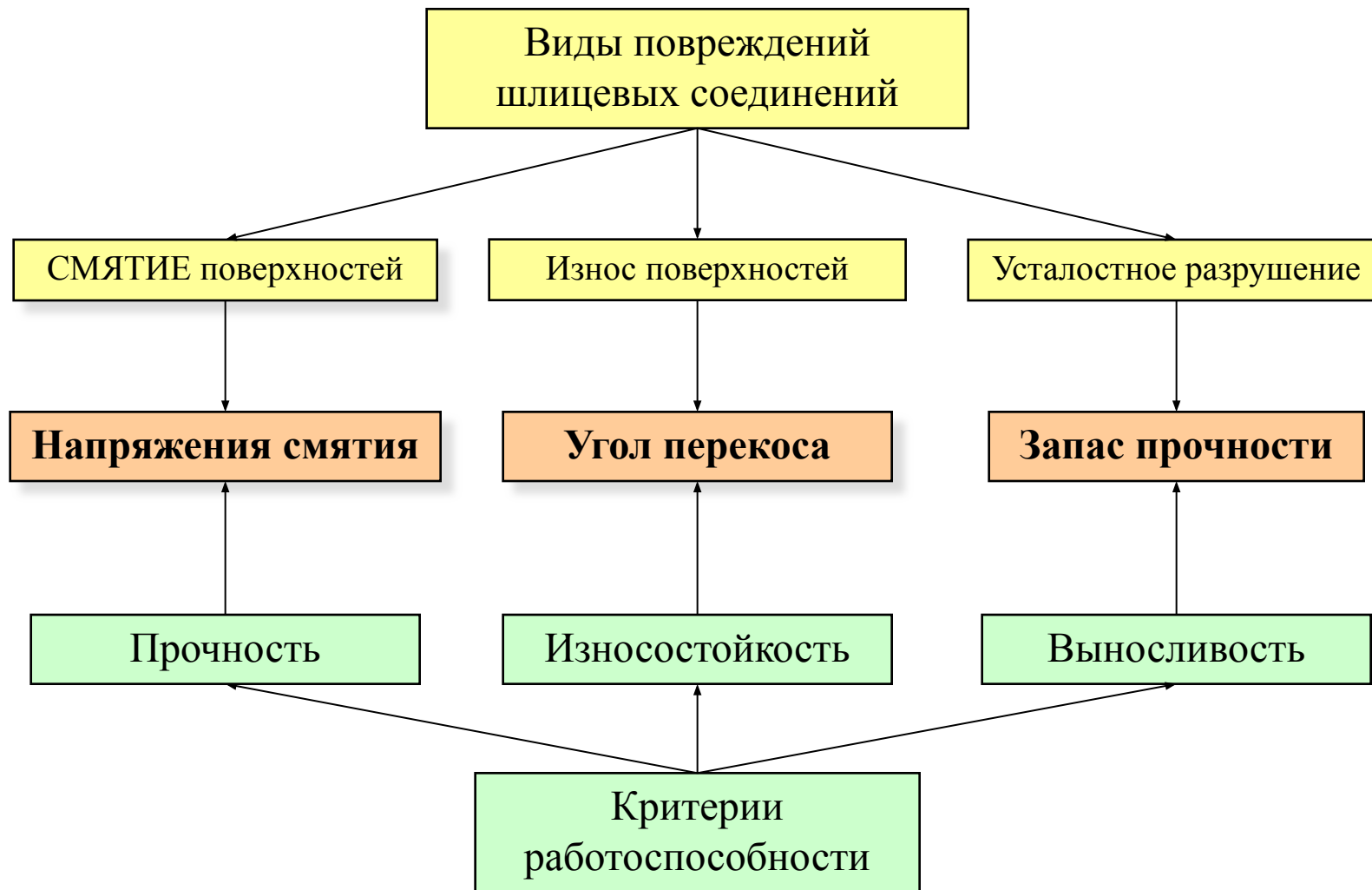


Пример 3. Центрирование по внутреннему диаметру d с посадкой по диаметру центрирования $H7/h6$

$i40 \times 2 \times H7/h6$ ГОСТ 6033-80



Критерии работоспособности



Расчеты шлицевых соединений

Прочностную надежность шлицевых соединений оценивают по напряжениям сжатия $\sigma_{см}$:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_m z h l \psi} \leq [\sigma_{см}]$$

d_m – средний диаметр соединения; z – число зубьев; h и l – соответственно высота и длина поверхности контакта зубьев; $\psi = 0.7...0.8$ – коэффициент, учитывающий концентрацию контактных давлений на краях соединения.

Тип соединения	Условия эксплуатации	Поверхность зубьев	
		без термообработки	с термообработкой
		[$\sigma_{см}$], МПа	
Обычное (с осевой фиксацией)	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки	а	15...20	20...35
	б	20...30	30...60
	в	25...40	40...70

Расчет валов на выносливость (усталость) заключается в определении коэффициента запаса прочности при переменных напряжениях (см. расчет валов).

Расчет на износостойкость носит условный характер и ведется в форме определения допускаемого угла перекоса – монтажного или эксплуатационного происхождения

Пружины Классификация

Пружины и упругие элементы широко используют в конструкциях в качестве виброизолирующих, амортизирующих, аккумулирующих, натяжных, динамометрических и других устройств.

По виду воспринимаемой нагрузки:

- пружины **растяжения**
- пружины **сжатия**
- пружины **кручения**
- пружины **изгиба**

По геометрической форме:

- пружины **винтовые**
- пружины **спиральные**
- пружины **прямые**
- ...

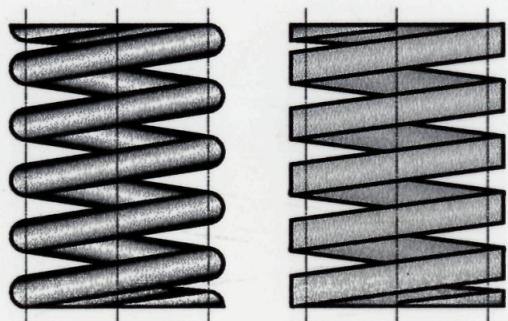
По назначению:

- для создания заданной постоянной силы
- для силового замыкания кинематических пар
- для выполнения функций двигателя (аккумулятор)
- для виброизоляции
- для восприятия энергии удара
- для измерения сил

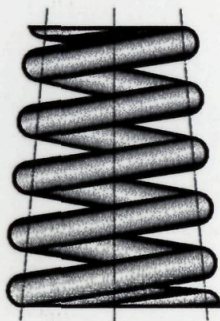
ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ

Витые

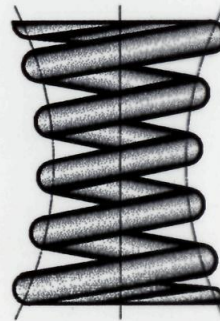
Цилиндрические



Конические



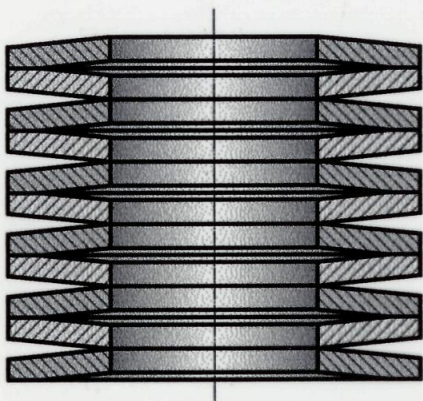
Фасонные



Составные



Тарельчатые

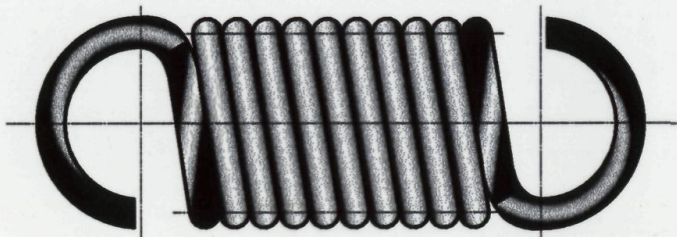


Кольцевые

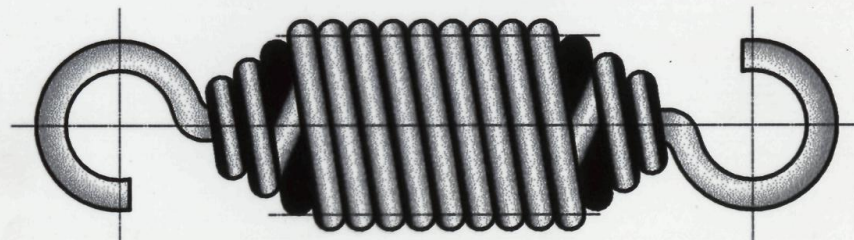


ПРУЖИНЫ РАСТЯЖЕНИЯ

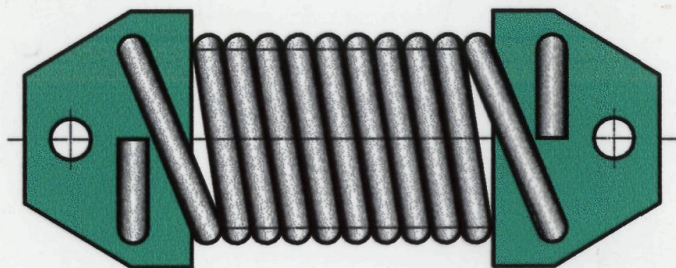
С отогнутыми прицепами



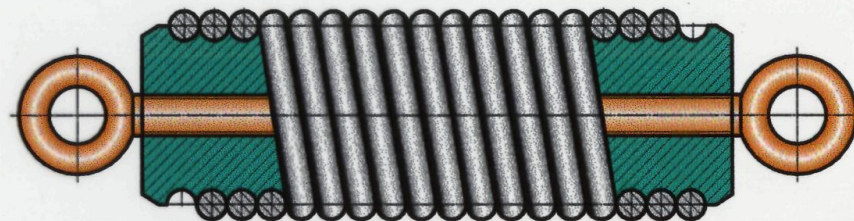
С накладными прицепами и конической заделкой



С прицепами в виде пластин

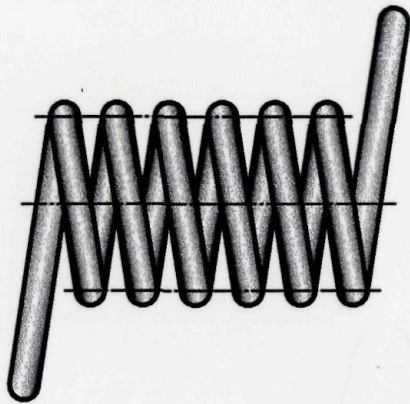


С ввертываемыми винтовыми пробками

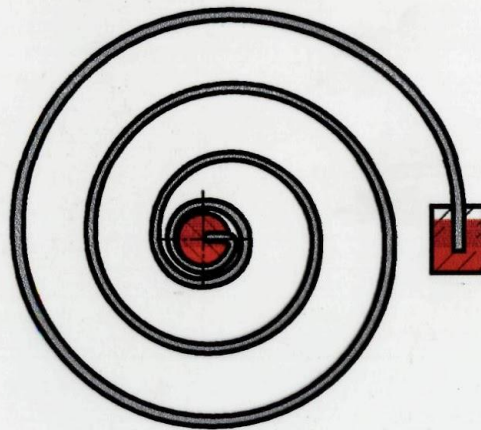


ПРУЖИНЫ КРУЧЕНИЯ

Витые



Плоские спиральные

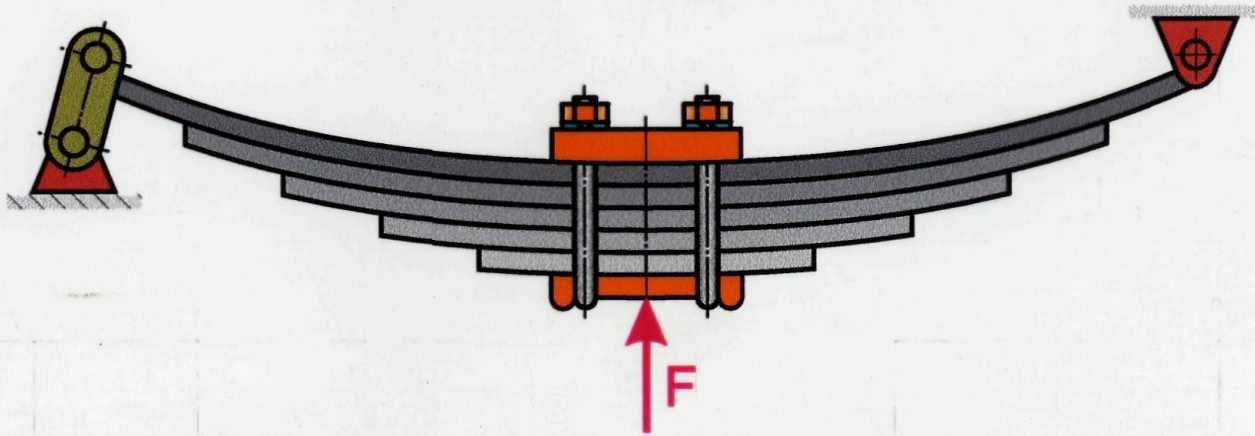


Торсионные валы

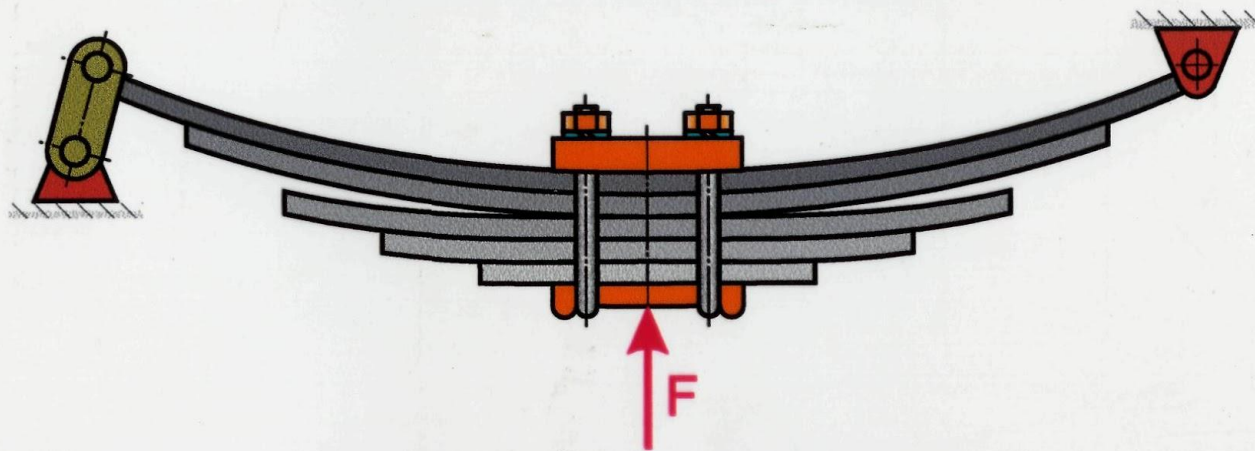


ПРУЖИНЫ ИЗГИБА

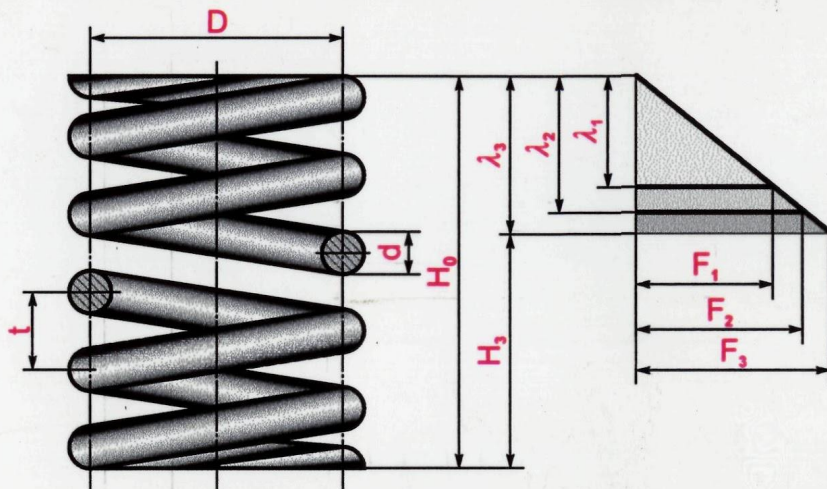
С линейной характеристикой



С нелинейной характеристикой



ГЕОМЕТРИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ВИТОЙ ПРУЖИНЫ СЖАТИЯ



$$s_p \approx 0,1 \cdot d;$$

$$t = d + \frac{\lambda_2}{n} + s_p;$$

$$n_1 = n + (1,5 \dots 2,0);$$

$$H_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d;$$

$$H_0 = H_3 + \lambda_3;$$

$$c = \frac{D}{d}.$$

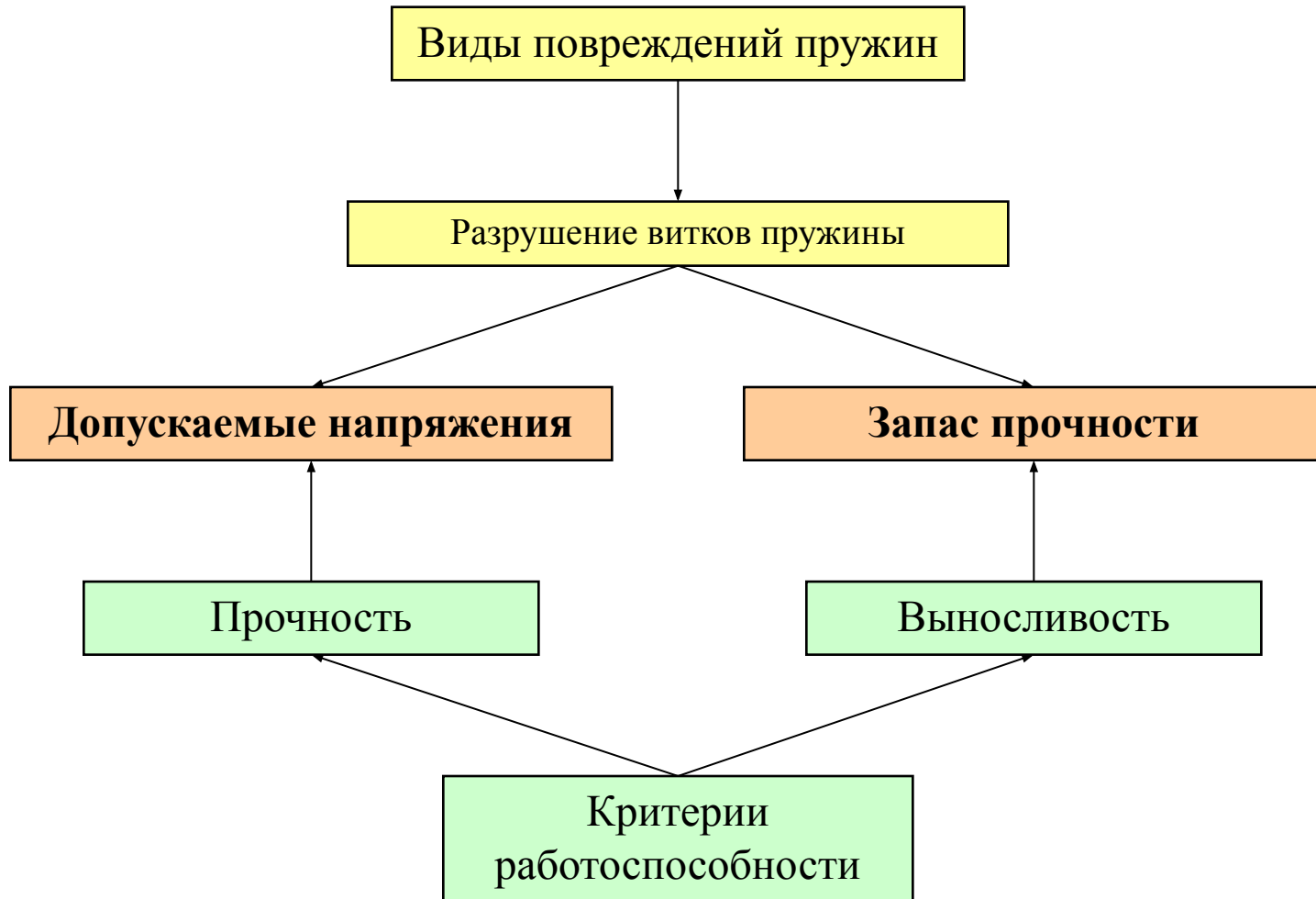
Параметры пружины

- d - диаметр проволоки, мм;
- D - средний диаметр пружины, мм;
- c - индекс пружины;
- n - число рабочих витков;
- n_1 - полное число витков;
- t - шаг пружины в свободном состоянии, мм;
- H_0 - высота пружины в свободном состоянии, мм;
- H_3 - высота пружины при полном ее сжатии, мм;
- F_1 - наименьшая рабочая нагрузка, Н;
- F_2 - наибольшая рабочая нагрузка, Н;
- F_3 - предельная нагрузка, при которой витки соприкасаются, Н;
- λ_1 - осадка пружины при нагрузке F_1 , мм;
- λ_2 - осадка пружины при нагрузке F_2 , мм;
- λ_3 - осадка пружины при нагрузке F_3 , мм;
- s_p - зазор между витками при нагрузке F_2 , мм.

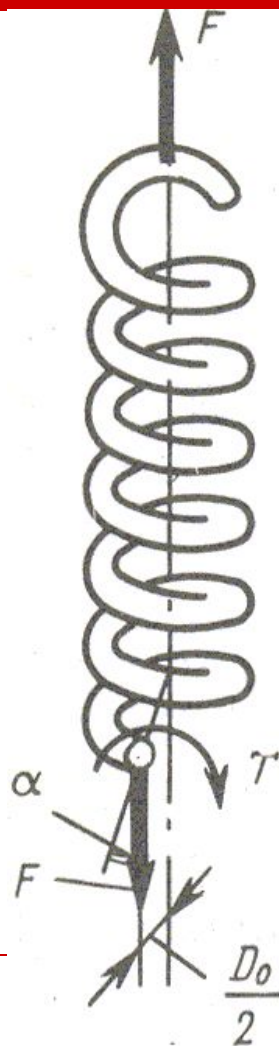
Материалы пружин:

- высокопрочные высокоуглеродистые стали У9А, У12А, ...
- марганцовистовая сталь 65Г
- кремнистая сталь 60С2А
- хромованадиевая сталь 50ХФА
- цветные сплавы (бериллиевые и кремнемарганцовистые бронзы) – для работы в химически активной среде

Критерии работоспособности



Расчет пружин



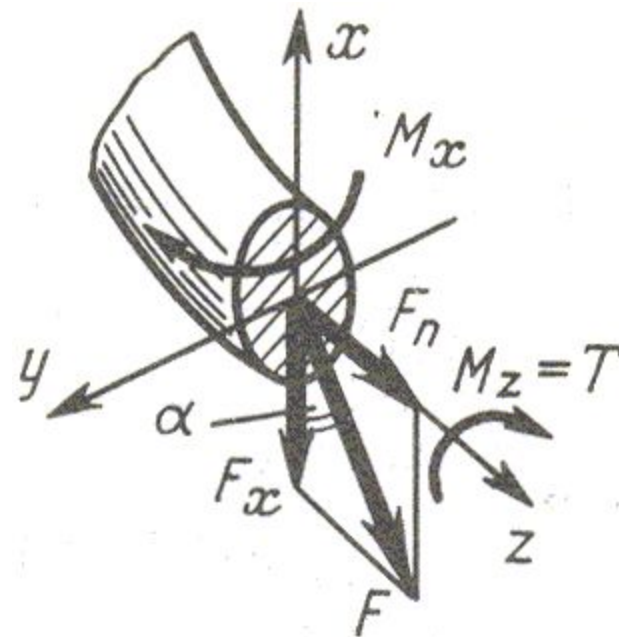
Силовые факторы в поперечном сечении пружины: поперечная сила F и момент M_z .

$$M_z = \frac{FD_0}{2}$$

Момент M_z может быть разложен на составляющие – крутящий T и изгибающий моменты M_{II} :

$$T = \frac{FD_0}{2} \cos \alpha$$

$$M_{II} = \frac{FD_0}{2} \sin \alpha$$



Угол витков мал ($\alpha \leq 10...12^\circ$), поэтому полагают, что пружины работают только на кручение.

$$T \approx \frac{FD_0}{2}$$

Расчет пружин

Условие прочностной надежности пружины растяжения:

$$\tau_{max} \leq [\tau]$$

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_P} = \frac{kFD_0}{W_P} = \frac{8kFD_0}{\pi d^3} \leq [\tau]$$

$k = 1 + 1.45/c$ – коэффициент учета кривизны витков (поправка к формуле для кручения прямого бруса, табличное значение, зависит от значения индекса пружины);
[τ] – допускаемое касательное напряжение (справочная величина).

Диаметр проволоки для изготовления пружины с заданным индексом c прочность:

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{kF_{max}c}{[\tau]}}$$

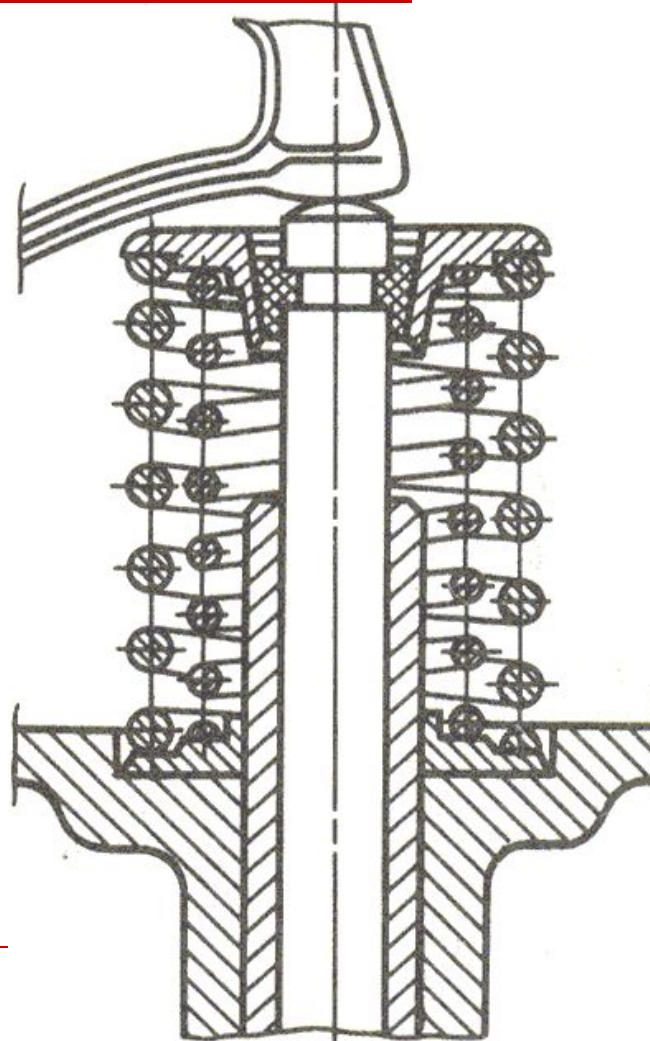
Необходимое число рабочих витков определяют из условия, что при возрастании нагрузки от установочной F_{min} до максимальной F_{max} пружина должна получить заданное перемещение (осадку) δ :

$$n = \frac{\delta}{\lambda(F_{max} - F_{min})}$$

Податливость одного витка пружины λ равна:

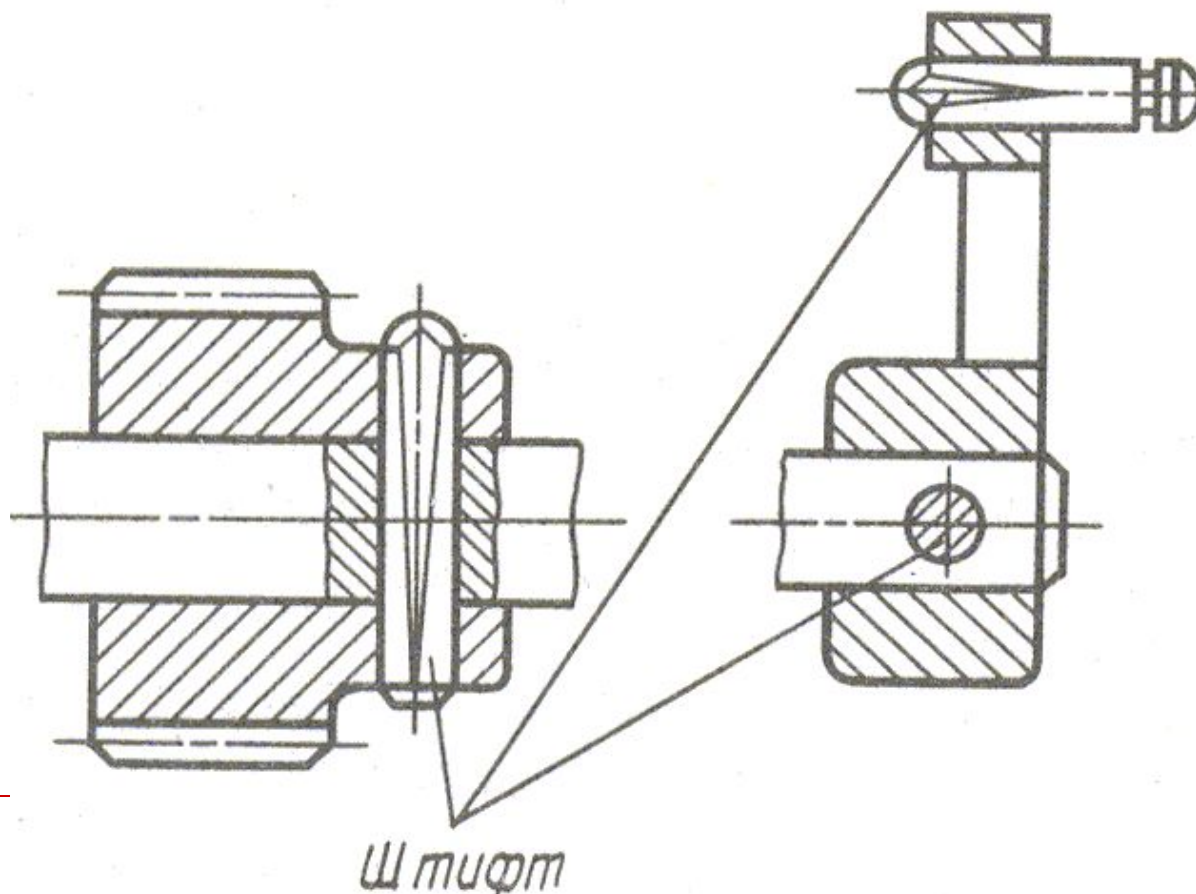
$$\lambda = \frac{8c^3}{3Gd}$$

Составные пружины



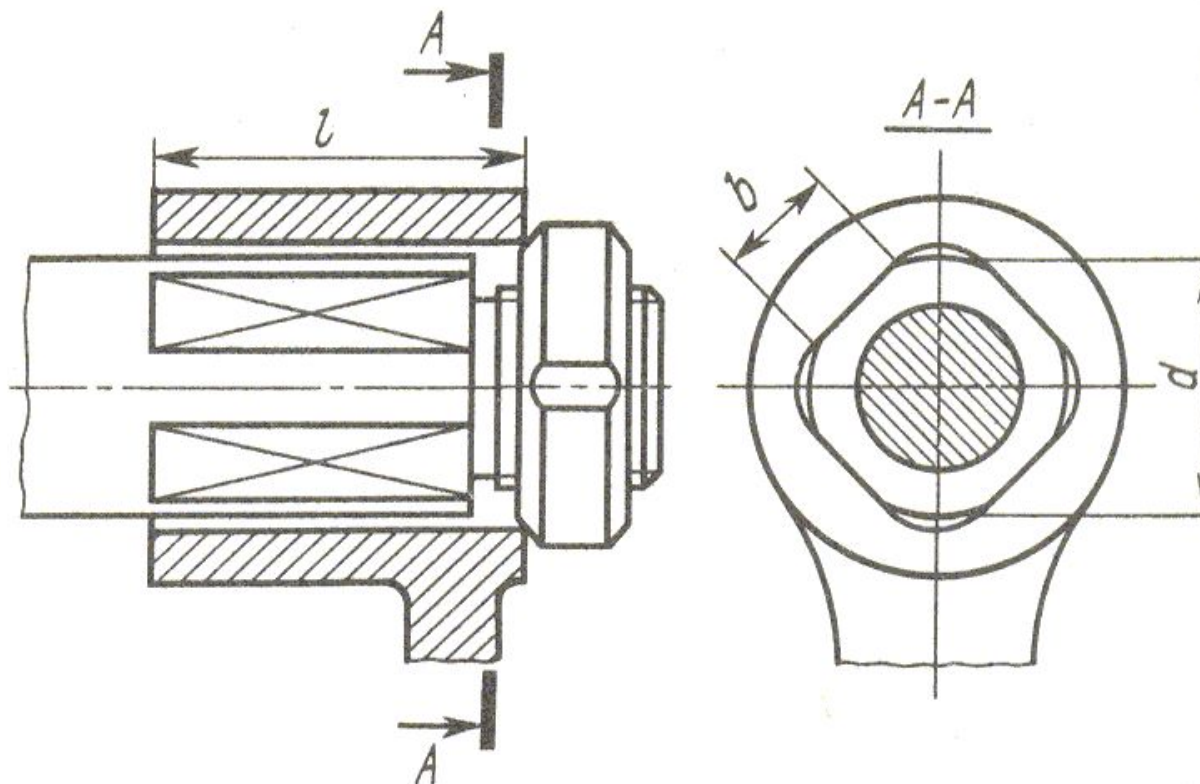
Штифтовые соединения

Штифтовые соединения применяют при небольших нагрузках преимущественно в приборостроении. Соединение работает **на срез** и **на смятие**.



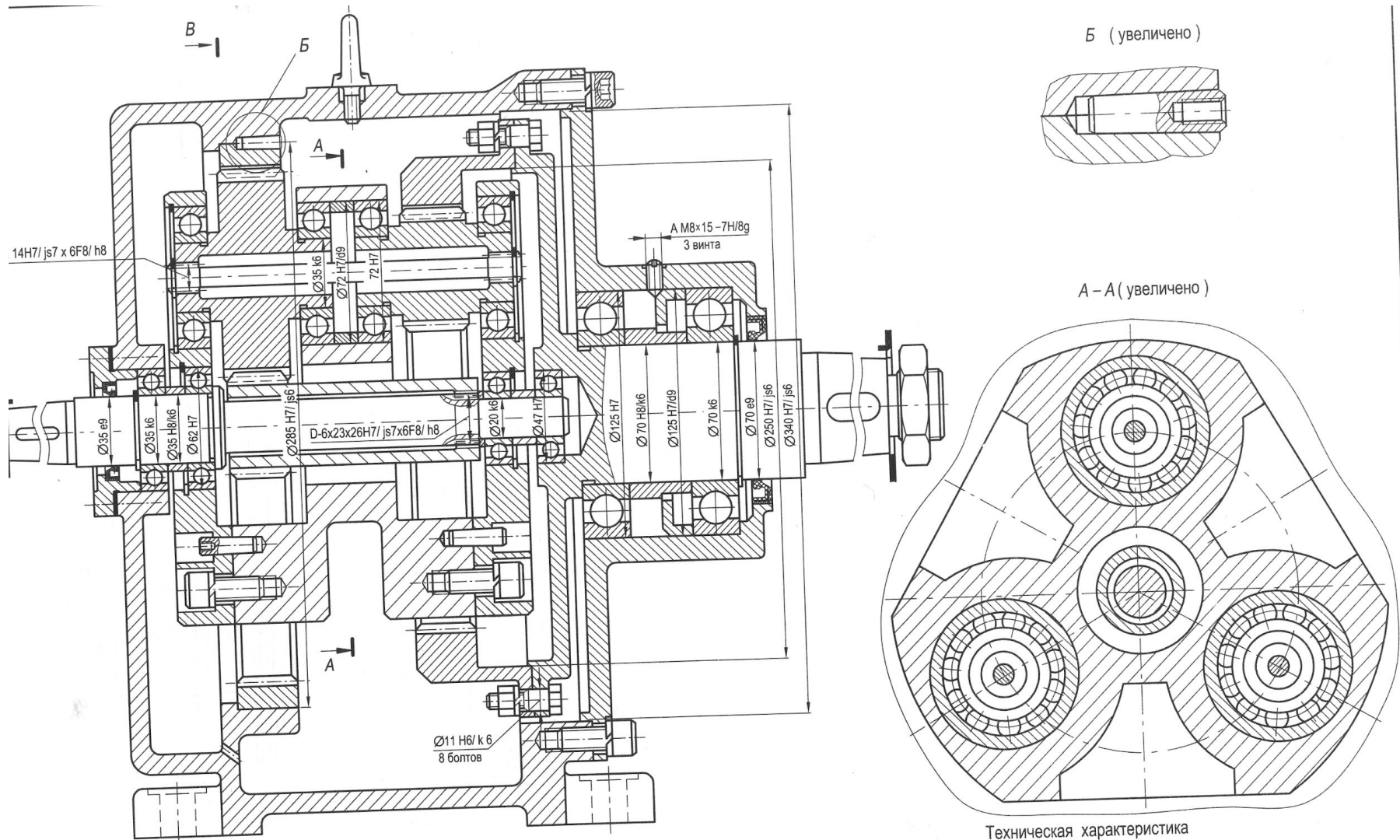
Профильные соединения

Профильные соединения – соединения, в которых ступица (втулка) насаживается на фасонную поверхность вала и таким образом обеспечивается передача вращения. Имеют малую концентрацию напряжений, обладают самоцентрированием, малошумны, но сложны в изготовлении и эксплуатации. Рассчитывают **на смятие**.



Вопросы для самоконтроля

- Каковы основные способы соединения вала со ступицей?
- Какими способами получают соединения с натягом?
- Каковы виды повреждений и критерии работоспособности соединений с натягом?
- В чем преимущества и недостатки шпоночных соединений?
- Какие виды шпонок применяются в шпоночных соединениях?
- Каковы критерии работоспособности шпоночных соединений и как их рассчитывают?
- Как рассчитывают шлицевые соединения и в чем их преимущества?
- Каковы конструкции штифтовых и профильных соединений вала и ступицы?
- Как классифицируют и где применяются пружины?
- Каковы достоинства резиновых упругих элементов?



Техническая характеристика

1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м
2. Частота вращения тихоходного вала, мин⁻¹

