

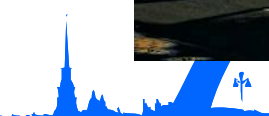


# ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРИБОРОВ

Санкт-Петербург

202

0





# Тема 8 СОЕДИНЕНИЯ

## Лекция 13 Разъемные соединения





1 Виды соединений

2 Общие сведения о резьбовых соединениях. Детали резьбовых соединений

3 Расчет резьбовых соединений

4 Шпоночные и шлицевые соединения

Литература:

**4 Детали машин и основы конструирования: учебное пособие** / Б.М.Борзилов, С.К.Горелов, Ю.В.Катонов, В.И.Корнилов, Е.М.Росляков, Л.Н.Тащилин; под общей ред. Е.М.Рослякова. – СПб.: ВКА имени А.Ф.Можайского, 2010. – 385 с. (стр. 111...137)



По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на

**разъемные и неразъемные**

**Разъемные соединения** – соединения, которые позволяют разъединять детали без их повреждения

**Неразъемные соединения** – соединения, которые не позволяют разъединять детали без их повреждения

- резьбовые соединения;
- шпоночные соединения;
- шлицевые соединения;
- штифтовые соединения;
- призматические соединения;
- профильные соединения.

- сварные соединения;
- паяные соединения;
- клеевые соединения;
- клепаные соединения;
- развальцованные соединения;
- запрессованные соединения.

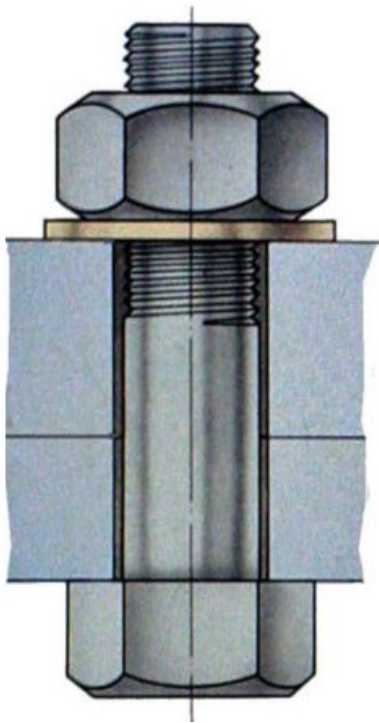


## 2.1 Классификация резьбовых соединений

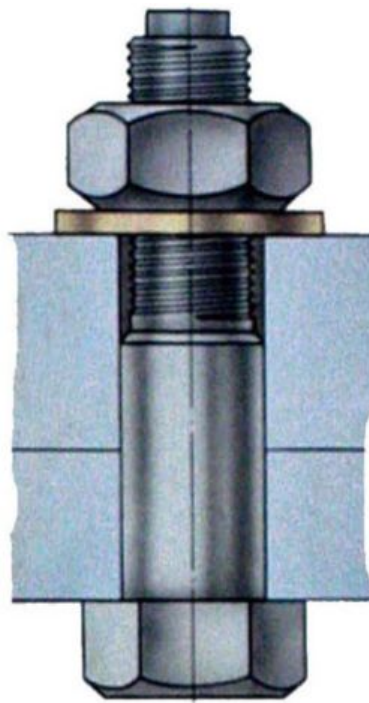




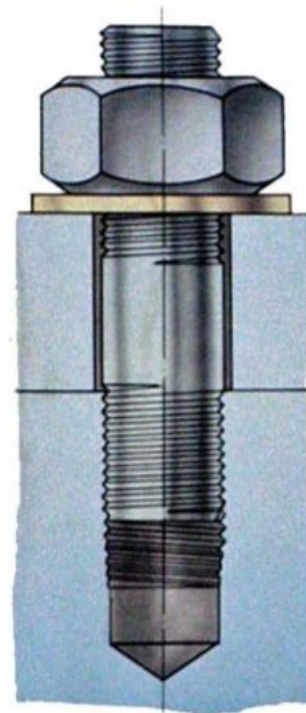
## 2.2 Основные типы резьбовых соединений



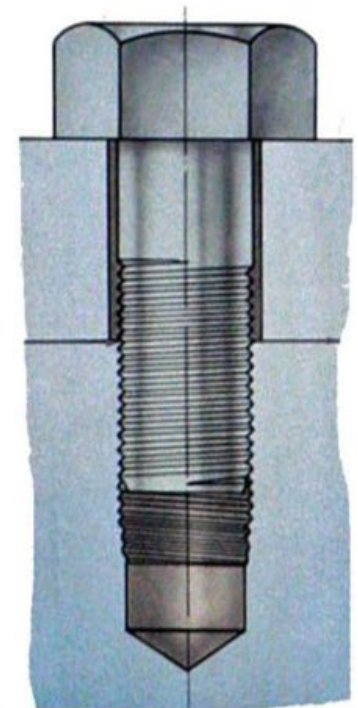
Соединение  
болтом и  
гайкой  
(с зазором)



Соединение  
болтом и  
гайкой (с  
натягом)



Соединение  
шпилькой  
и гайкой



Соединение  
винтом

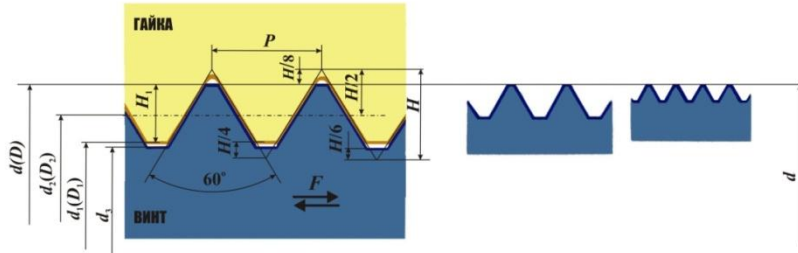


## 2.3 Классификация резьб

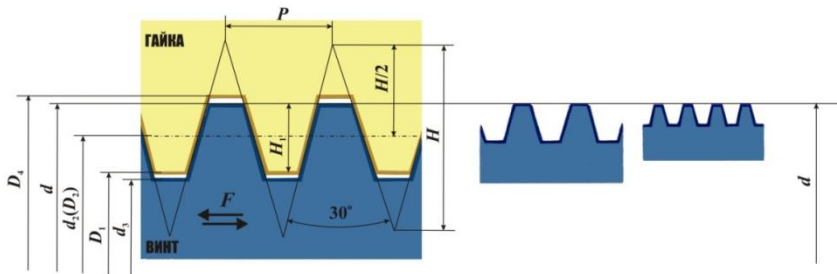




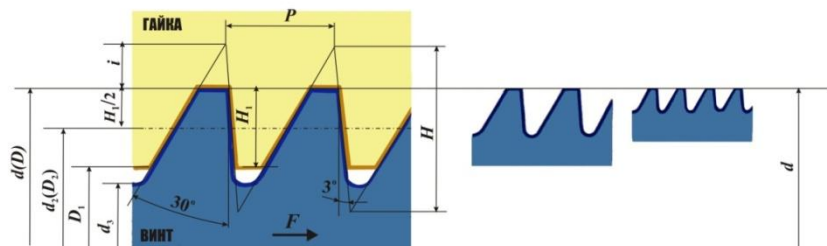
## МЕТРИЧЕСКАЯ КРЕПЕЖНАЯ



## ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ (для ходовых и грузовых винтов)

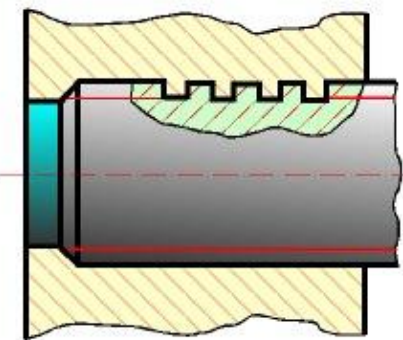
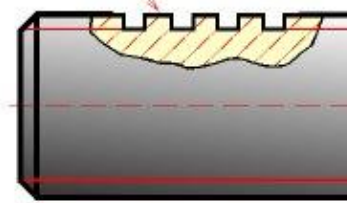


## УПОРНАЯ (для односторонних больших нагрузок)

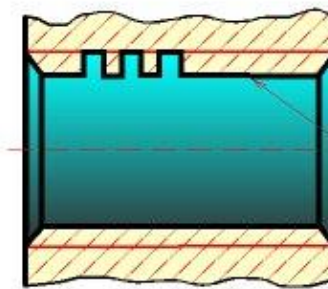


## Резьба прямоугольная

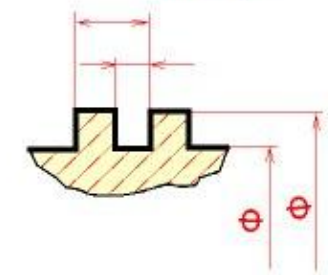
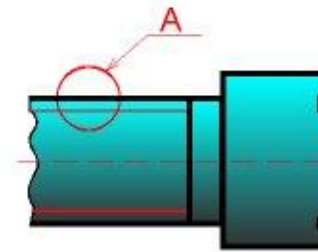
Резьба двухзаходная  
левая



Резьба трехзаходная



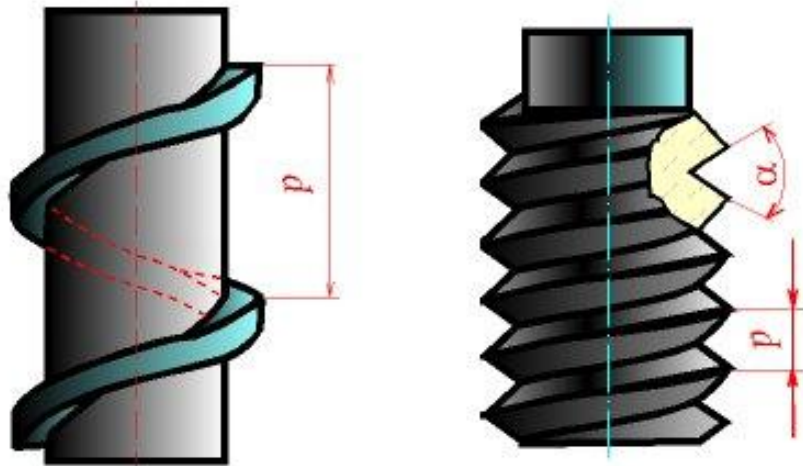
A(5:1)



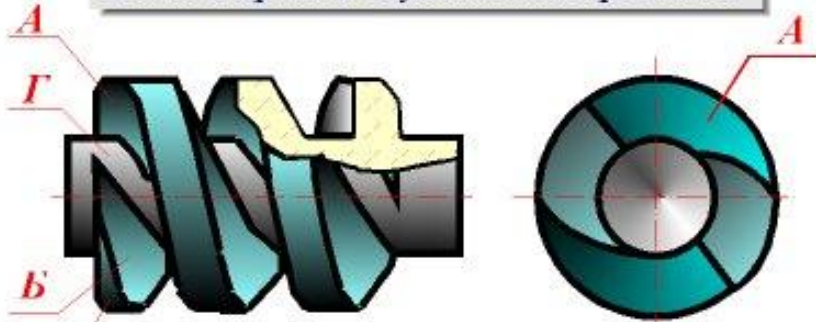




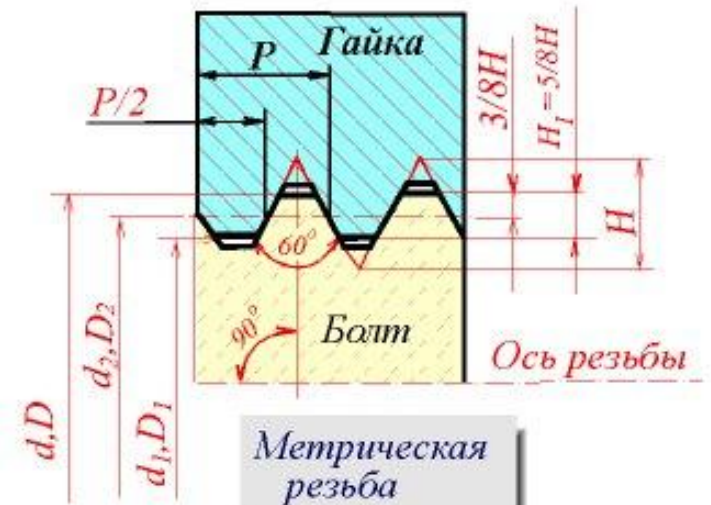
## 2 Общие сведения о резьбовых соединениях. Детали резьбовых соединений



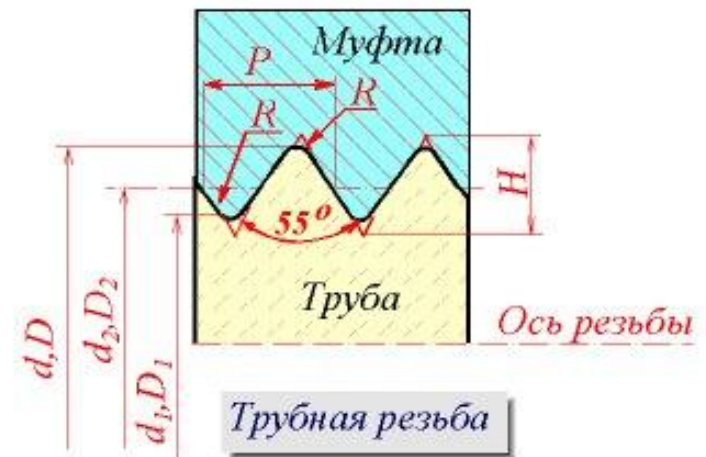
Винт с правой двухзаходной резьбой



A- прямые винтовые поверхности  
B- косые винтовые поверхности  
B и Г- цилиндрические поверхности



Метрическая  
резьба

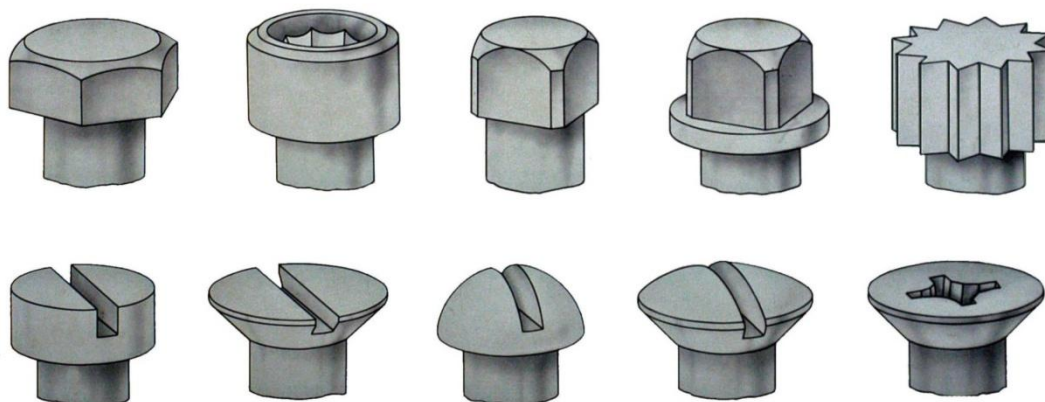


Трубная резьба

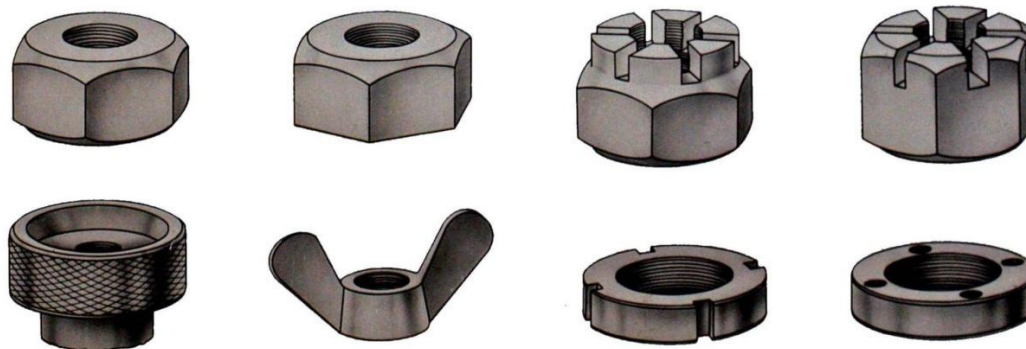


## 2.4 Детали резьбовых соединений

### 2.4.1 Головки крепежных винтов

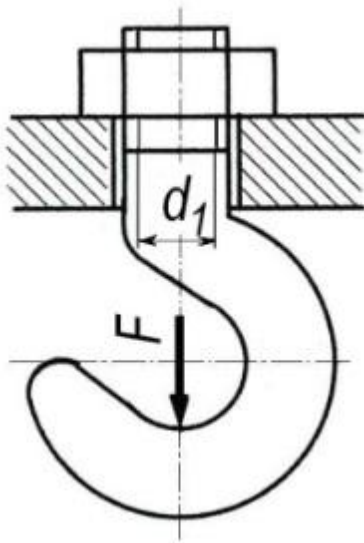


### 2.4.2 Гайки





## 3.1 Незатянутое резьбовое соединение с осевой нагрузкой



В расчетном сечении под действием силы веса груза  $F$  возникают *напряжения растяжения*

Условие прочности резьбового стержня:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

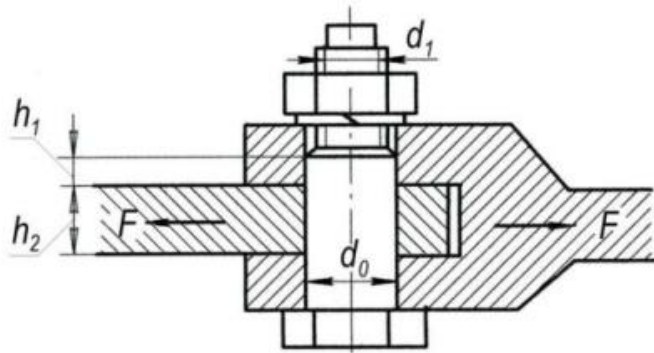
Определение внутреннего диаметра резьбы при *проектировочном расчете*:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$$

$$[\sigma] = 0,6\sigma_T$$



## 3.2 Незатянутое резьбовое соединение с поперечной нагрузкой



Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и напряжениям смятия

Условие прочности по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{4F}{\pi c d_0^2} \leq [\tau_{ср}]$$

Определение диаметра утолщенной части болта при проекторочном расчете:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi c [\tau_{ср}]}}$$

при статическом нагружении:

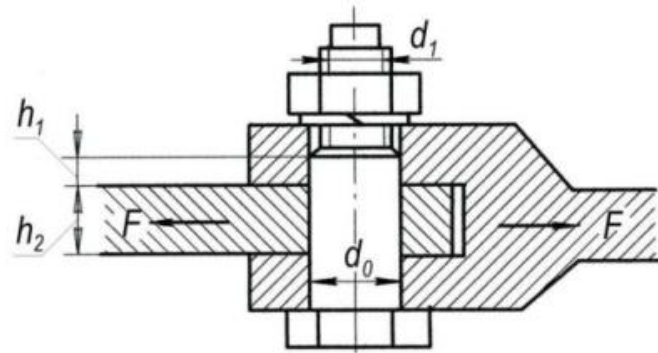
$$[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_T$$

при периодическом нагружении:

$$[\tau_{ср}] = (0,2 \div 0,3)\sigma_T$$



Условие прочности по *напряжениям смятия*:



$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{2d_0h_1} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

или

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d_0h_2} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

для  
стали:

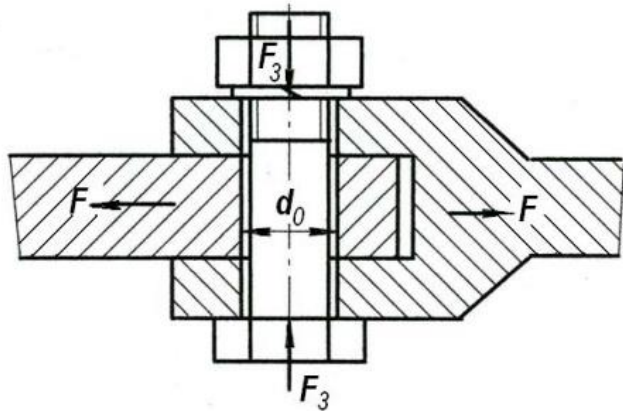
$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_{\text{T}}$$

для чугуна:

$$[\sigma_{\text{см}}] = (0,4 \div 0,5)\sigma_{\text{В}}$$



## 3.3 Затянутое резьбовое соединение с поперечной нагрузкой



Внешняя нагрузка  $F$  уравнивается силами трения  $F_{тр}$ , действующими на поверхностях стыка деталей

*Условие работоспособности – отсутствие относительного перемещения деталей*

Из условия работоспособности соединения:

Необходимая сила затяжки:

Крутящий момент затяжки:

Момент в резьбе:

Момент трения между гайкой и деталью:

$$F_3 f c = F \beta$$

$$F_3 = \frac{F \beta}{f c}$$

$$T_3 = T_p + T_{тр}$$

$$T_p = 0,5 F_3 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$$

$$T_{тр} = F_3 f r_{cp} = F_3 f \frac{d_0 + S}{4}$$



Процесс затягивания резьбового соединения сопровождается возникновением в стержне болта напряжений растяжения и напряжений кручения:

$$\sigma = \frac{4F_3}{\pi d_1^2} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{T_p}{0,2d_1^3}$$

Условие прочности болта при двухосном напряженном состоянии:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Для болтов применима приближенная зависимость:

$$\sigma_{\text{пр}} \approx 1,3\sigma = \frac{5,2F_3}{\pi d_1^2} \quad \text{или} \quad \sigma_{\text{пр}} = \frac{5,2\beta F}{\pi d_1^2 f c} \leq [\sigma] \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2\beta F}{\pi f c [\sigma]}}$$

Допускаемые напряжения для крепежных деталей:

$$[\sigma] = \sigma_T / [s]$$

при контроле удлинения

$$[s] = 1,3 \dots 1,5$$

при исп-нии динамометрического

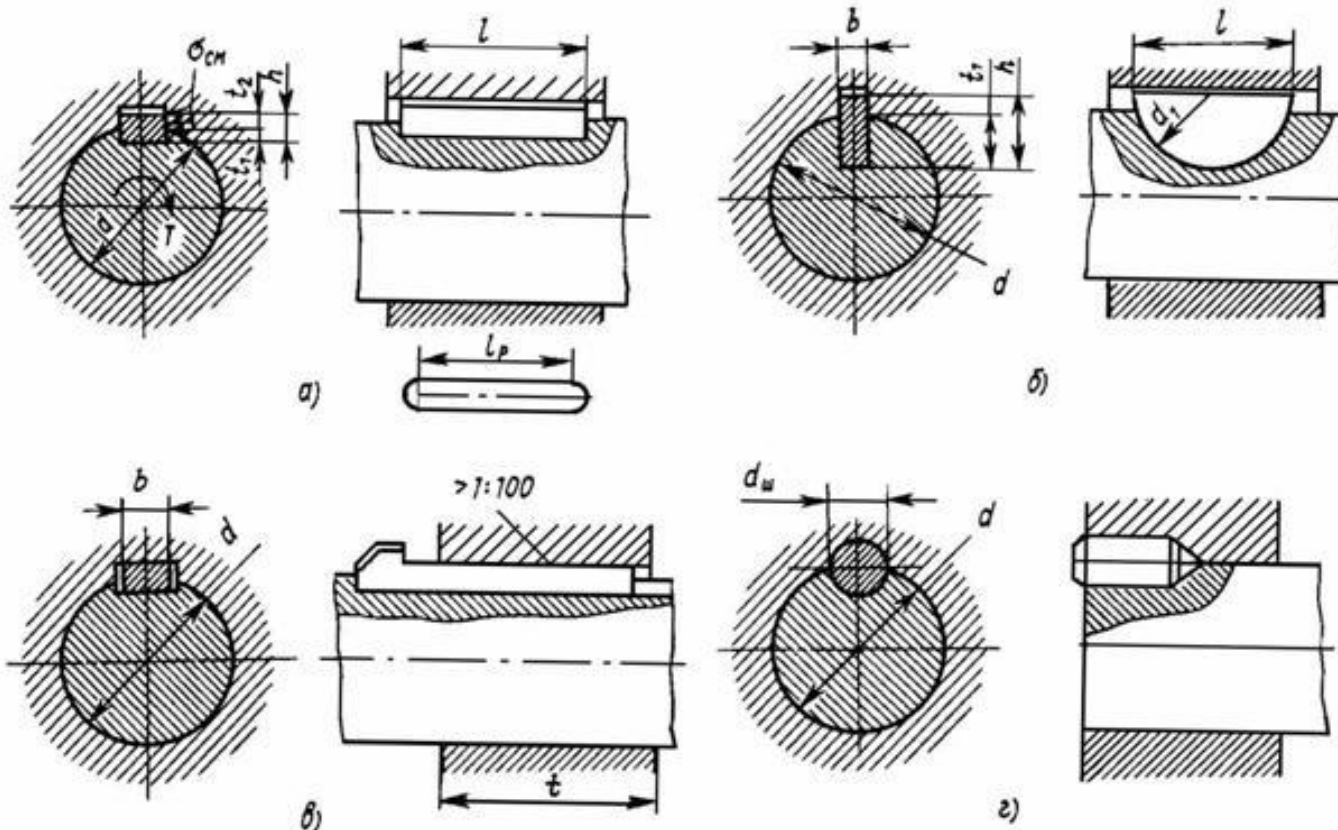
$$[s] = 1,6 \dots 2,0$$

ключа



### 4.1 Шпоночные соединения

**Шпоночное соединение** – соединение в котором передача крутящего момента осуществляется посредством специальной детали – *шпонки*, устанавливаемой в пазах детали и вала







В рабочем состоянии на боковых гранях шпонок возникают *напряжения смятия*, а в продольном сечении – *напряжения среза*.

Допущения, используемые при расчете:

- напряжения по высоте и длине шпонки распределены равномерно;
- шпонка углублена в вал на половину высоты  $h$ ;
- равнодействующая напряжений приложена на плече  $d/2$

Из условия равновесия вала:

$$T = \frac{dhl_p \sigma_{см}}{4}$$

Проектировочный расчет шпонки:

$$l_p \geq \frac{4T}{dh[\sigma_{см}]}$$

Проверочный расчет шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dhl_p} \leq [\sigma_{см}]$$



Численные значения допускаемых напряжений смятия:

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{[s_{\text{T}}]}$$

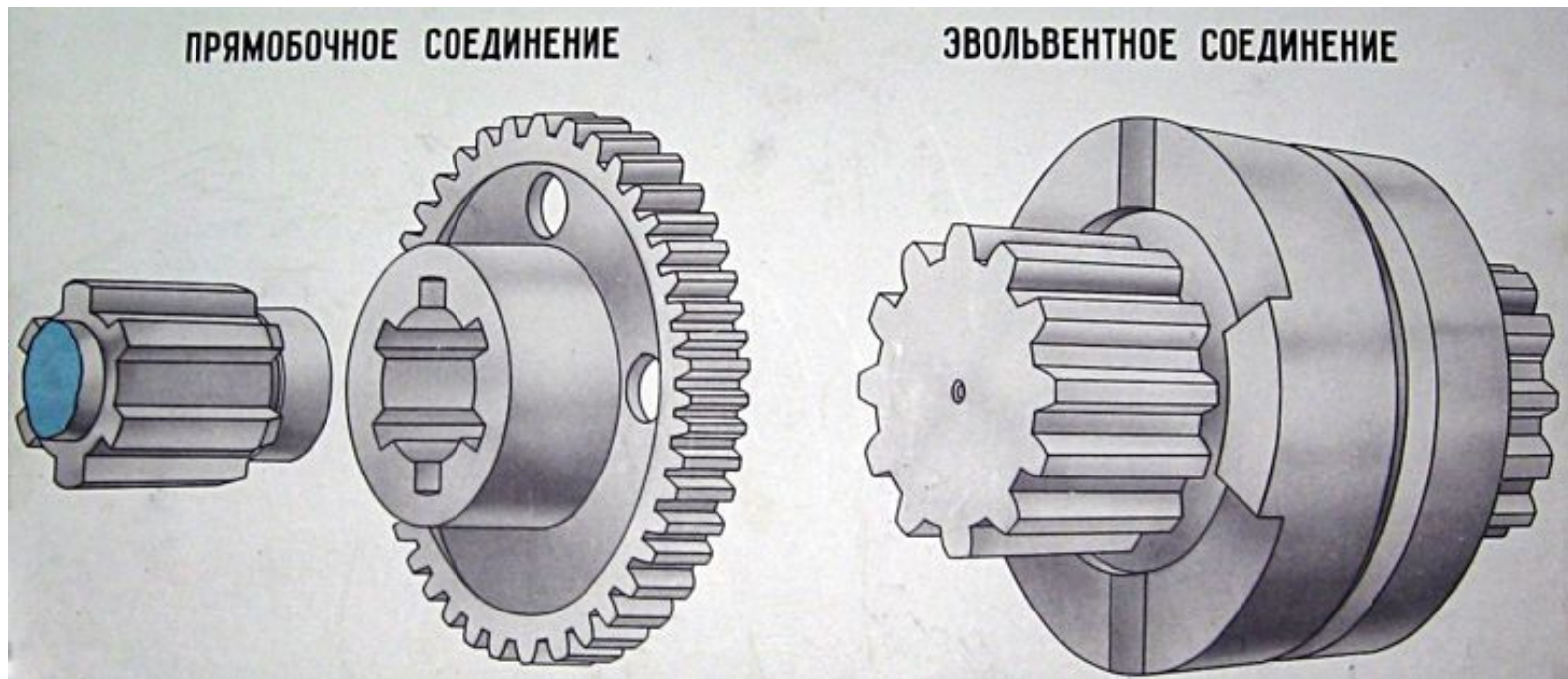
- для шпонок, изготовленных из стали  $\sigma_{\text{T}} = 350$  МПа;
- $\frac{45}{\text{Ст6}}$  для шпонок, изготовленных из стали  $\sigma_{\text{T}} = 450$  МПа
- при нереверсивной, мало изменяющейся нагрузке  $[s_{\text{T}}] = 1,9 \dots 2,3$
- при нереверсивной частыми пусками и остановками  $[s_{\text{T}}] = 2,9 \dots 3,5$
- при реверсивной нагрузке значения  $[s_{\text{T}}]$  увеличивают на 30 %

Расчет сегментных шпонок аналогичен расчету призматических:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl(h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$



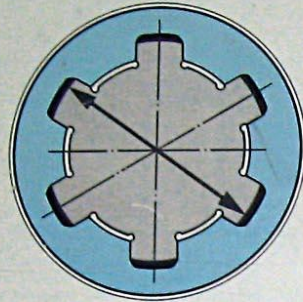
*Шлицевые (зубчатые) соединения вал-ступица образуются зубьями на валу, входящими во впадины соответствующей формы, выполненные в ступице*



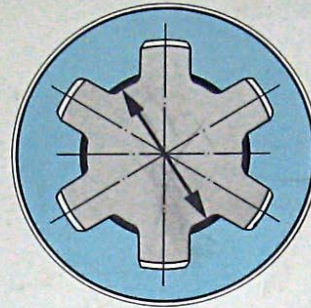


## СПОСОБЫ ЦЕНТРИРОВАНИЯ

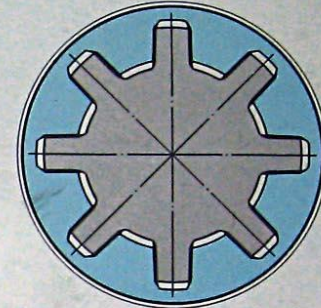
по  $D$



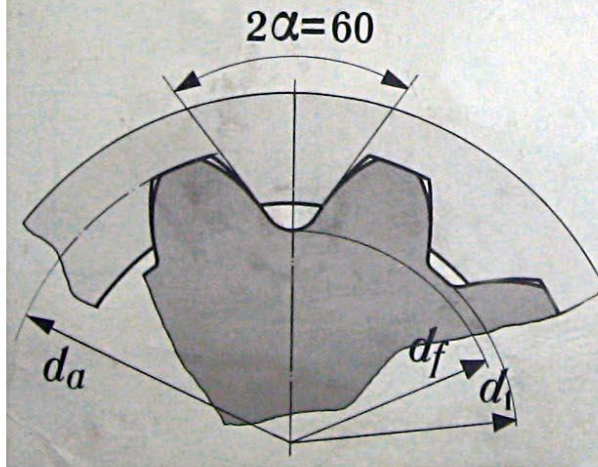
по  $d$



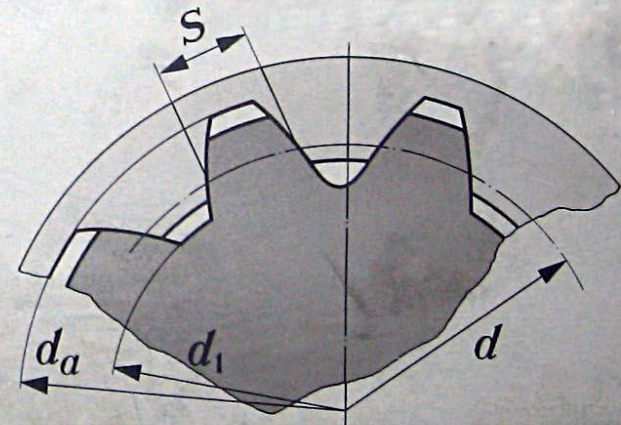
по  $b$



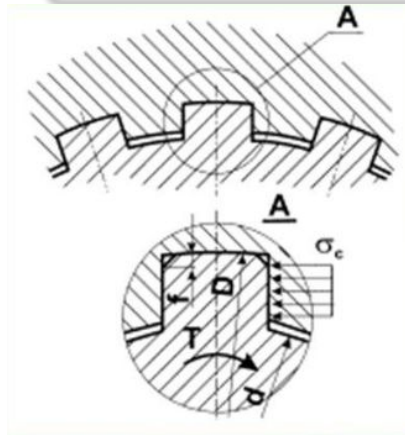
ЦЕНТРИРОВАНИЕ ПО НАРУЖНЫМ  
ПОВЕРХНОСТЯМ



ЦЕНТРИРОВАНИЕ ПО БОКОВЫМ  
ПОВЕРХНОСТЯМ ЗУБЬЕВ



Шлицевые соединения рассчитывают по напряжениям смятия:



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

Для прямобочных зубьев:

$$d_m = 0,5(D + d)$$

$$h = 0,5(D - d) - 2f$$

Для зубьев с эвольвентным профилем:

$$d_m = mz$$

$$h = 0,9m$$

$k_{\text{нр}}$  – коэффициент, неравномерности распределения нагрузки между зубьями;  $k_{\text{нр}} = 0,7 \dots 0,8$