



Министерство образования и науки Российской Федерации
Калужский филиал федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего образования
«Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»
(КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана)

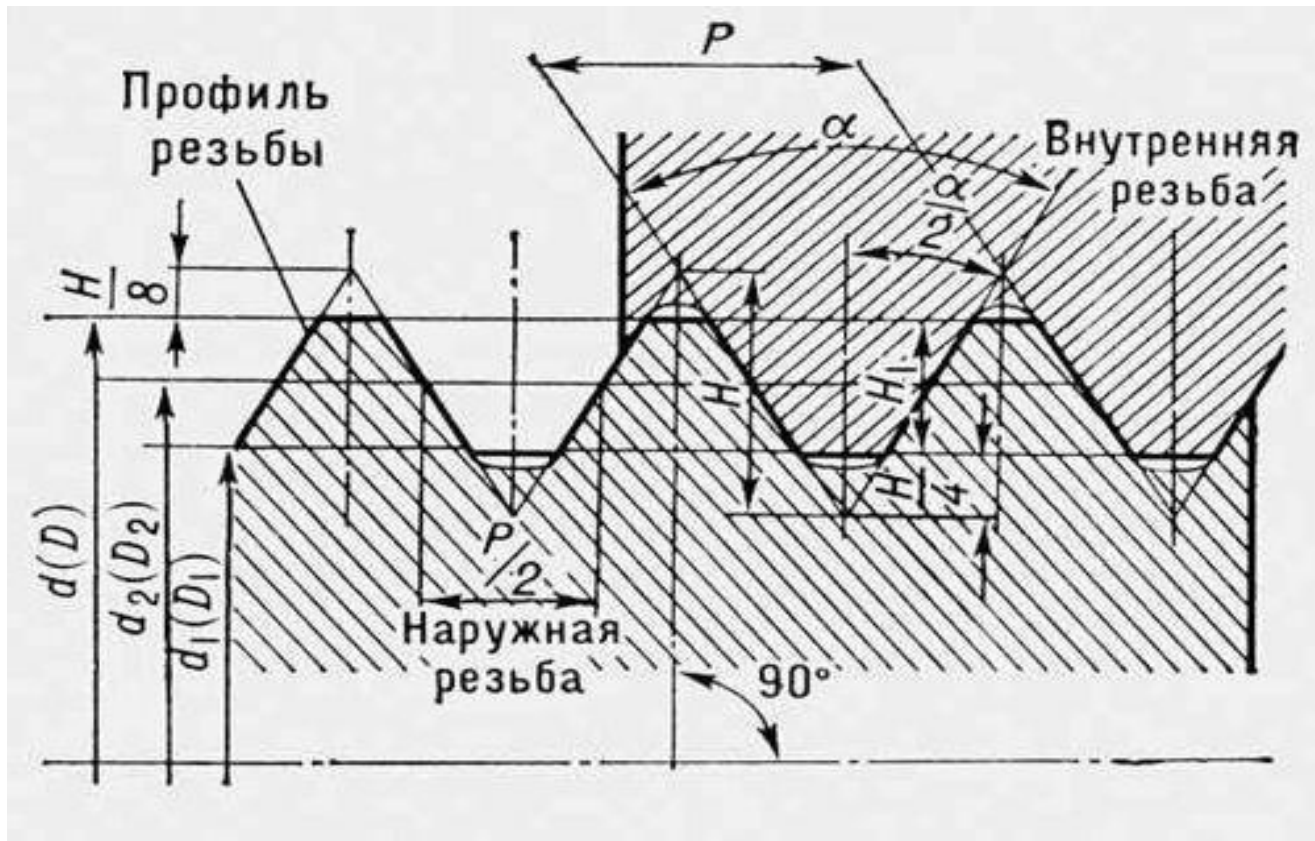
Лекция 2

Резьбовые соединения

КЛАССИФИКАЦИЯ СОЕДИНЕНИЙ



Геометрические параметры резьбы

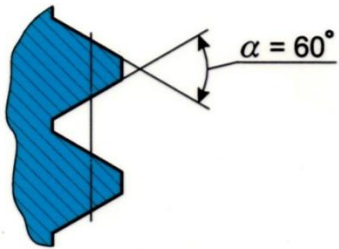


- H – высота рабочего профиля резьбы (характеризует зону контакта винта и гайки);
 d – наружный и номинальный диаметр резьбы;
 d_1 – внутренний диаметр резьбы (диаметр резьбы по впадинам);
 d_2 – средний (расчетный) диаметр резьбы;
 α – угол профиля резьбы;
 p – шаг резьбы – расстояние по среднему диаметру между одноименными сторонами соседних профилей

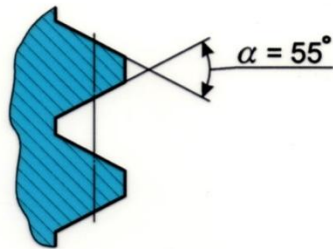
ТИПЫ РЕЗЬБ

Треугольные

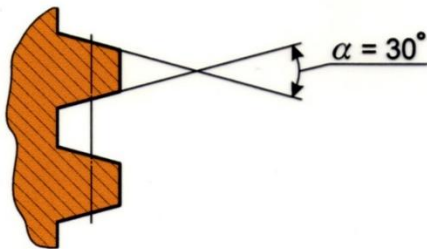
метрическая



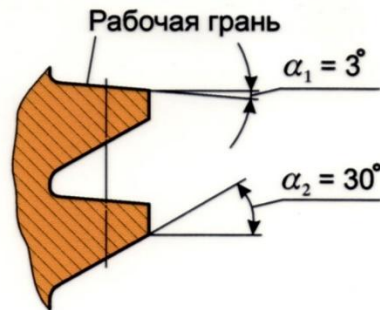
дюймовая



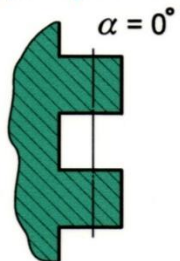
Тrapeцеидальная



Упорная (односторонняя)

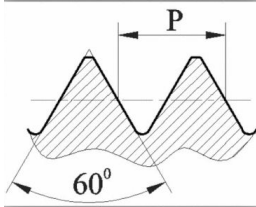
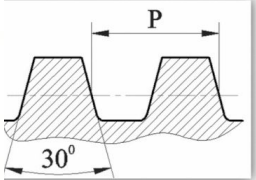
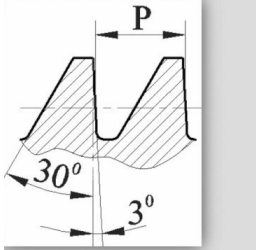
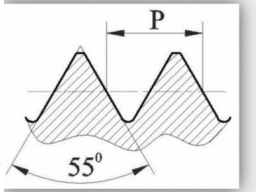


Прямоугольная

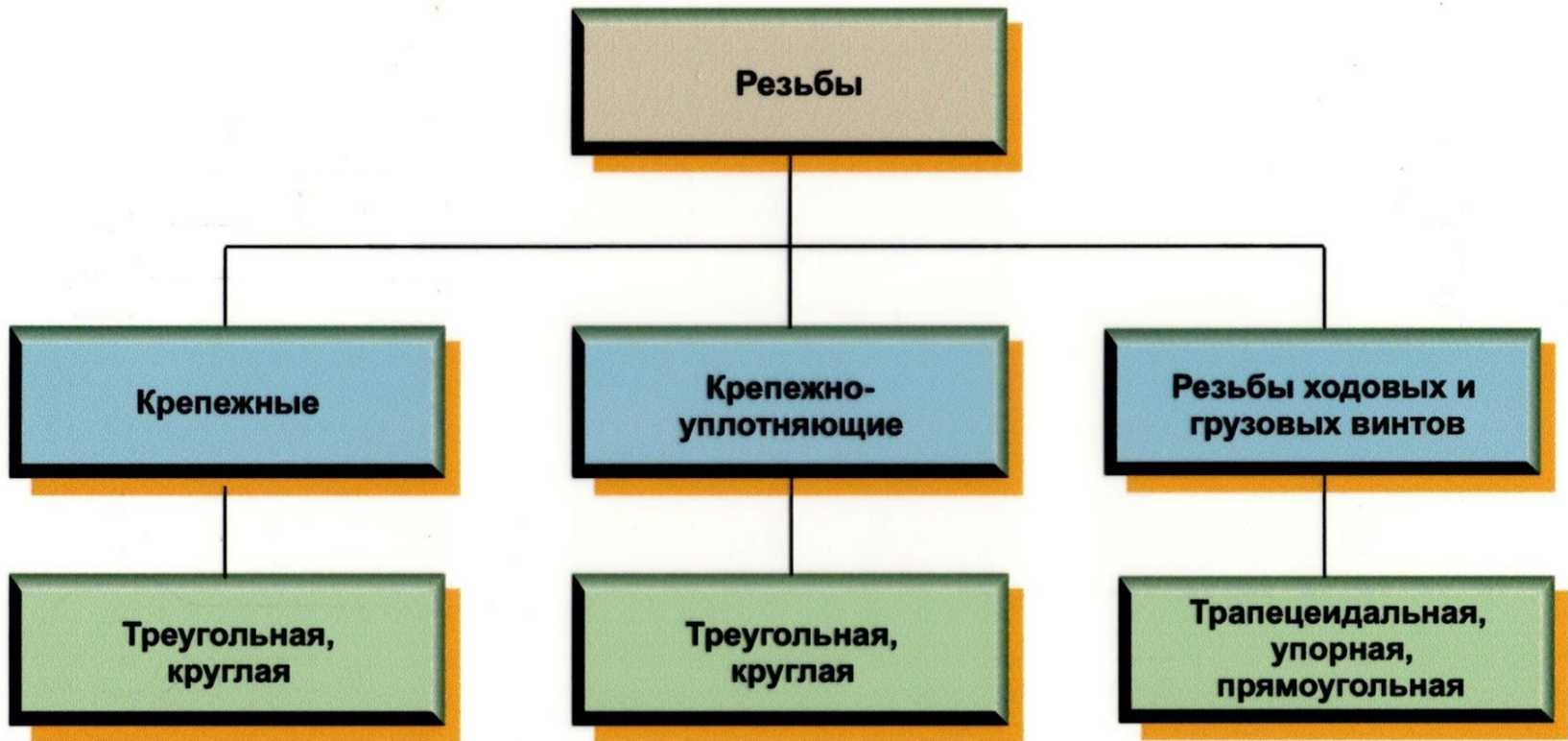


Круглая

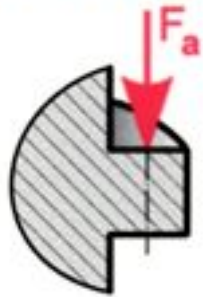


Профиль	Резьба	Обозначение	Примеры
	Метрическая с крупным шагом с мелким шагом	M d M dxP	M 18 M 18x0,5
	Тrapeцеидальная однозаходная многозаходная	Tr dxP Tr dxPh (P)	Tr 40x6
	Упорная однозаходная многозаходная	S dxP S dxPh (P)	S 80x10 S 80x20(P10)
	Трубная цилиндрическая класс «А» класс «В»	G d-A G d-B	G11/2-A G11/2-B-40

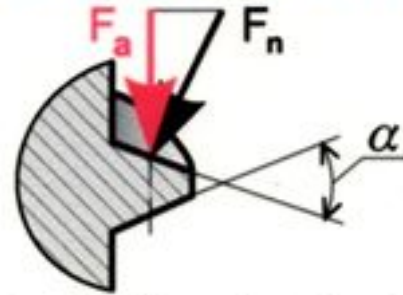
КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ ПО НАЗНАЧЕНИЮ



К вопросу о приведенном коэффициенте трения

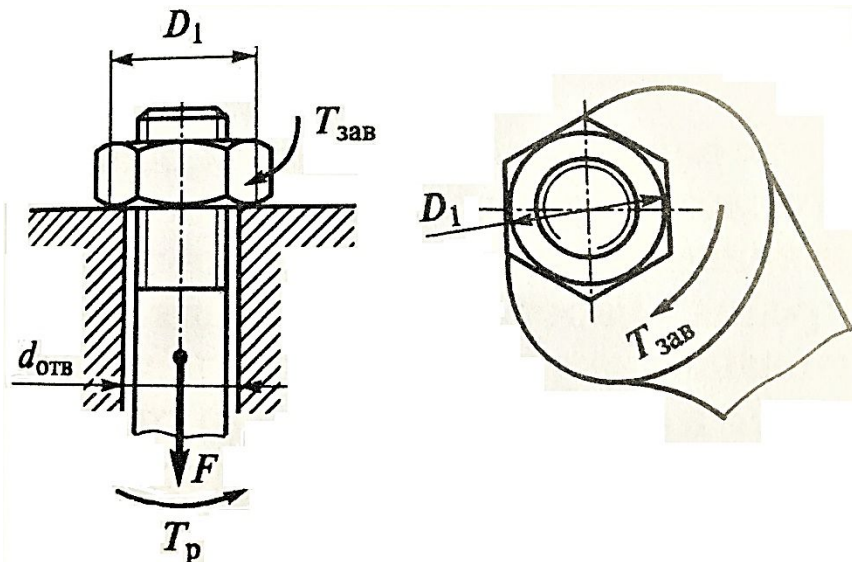


$$F_{\text{тр}} = F_a \cdot f$$



$$F_{\text{тр}} = F_n \cdot f = F_a \cdot f / \cos(\alpha/2) = F_a \cdot f',$$

где $f' = f / \cos(\alpha/2)$

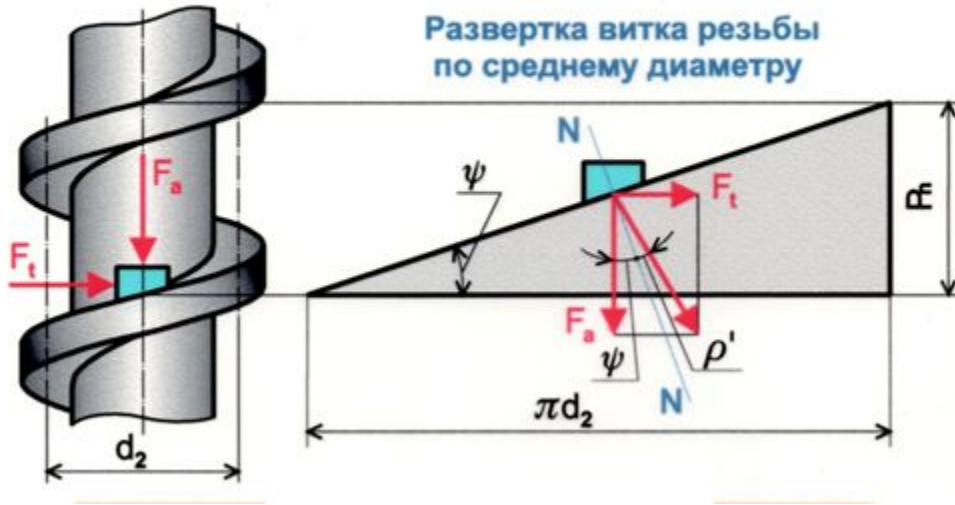


$$T_{\text{кл}} \cong T_{\text{зав}} = T_P + T$$

$$T_{\text{кл}} = F_{\text{кл}} \cdot l$$

$$T_T = Ff \frac{D_{\text{ср}}}{2}$$

**СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ ОСЕВОЙ СИЛОЙ НА ВИНТЕ
И МОМЕНТОМ ЗАВИНЧИВАНИЯ ГАЙКИ**



$$F_t = \frac{2T_P}{d_2}$$

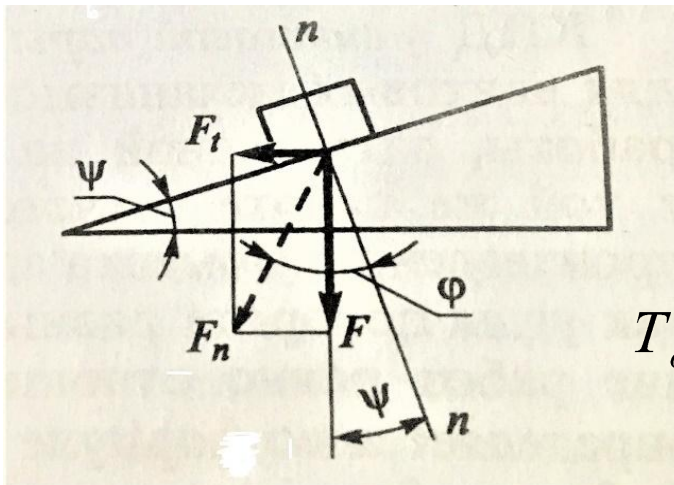
$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$$

$$\frac{2T_P}{d_2} = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$$

$$T_P = 0,5Fd_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$$

$$T_{зав} = T_P + T_T = 0,5Fd_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + 0,5FfD_{cp} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right]$$

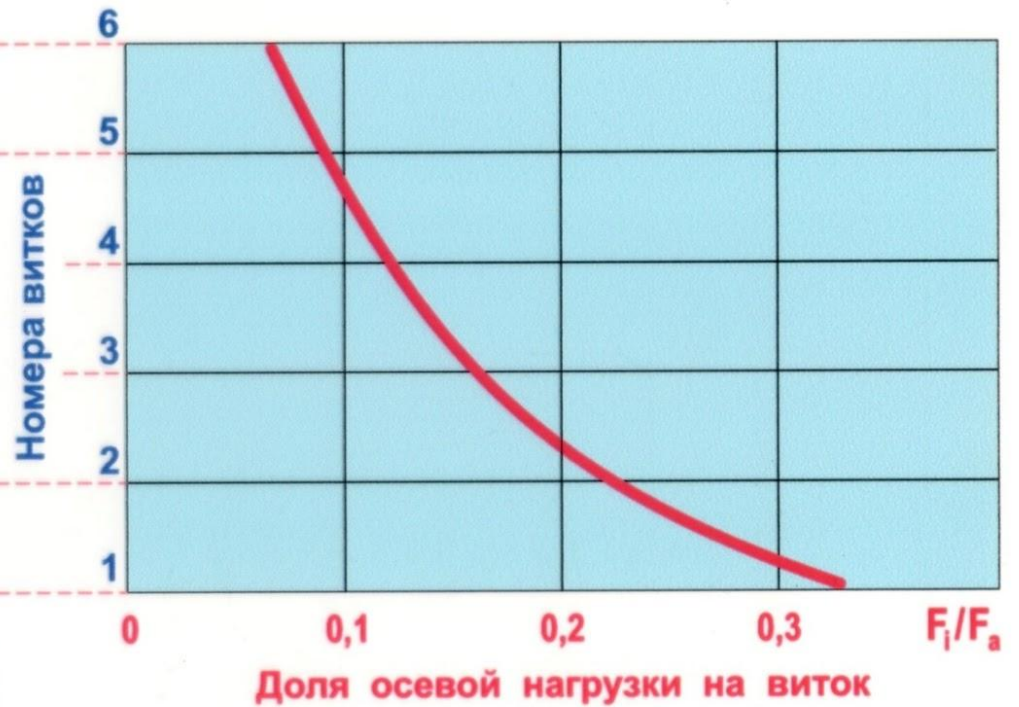
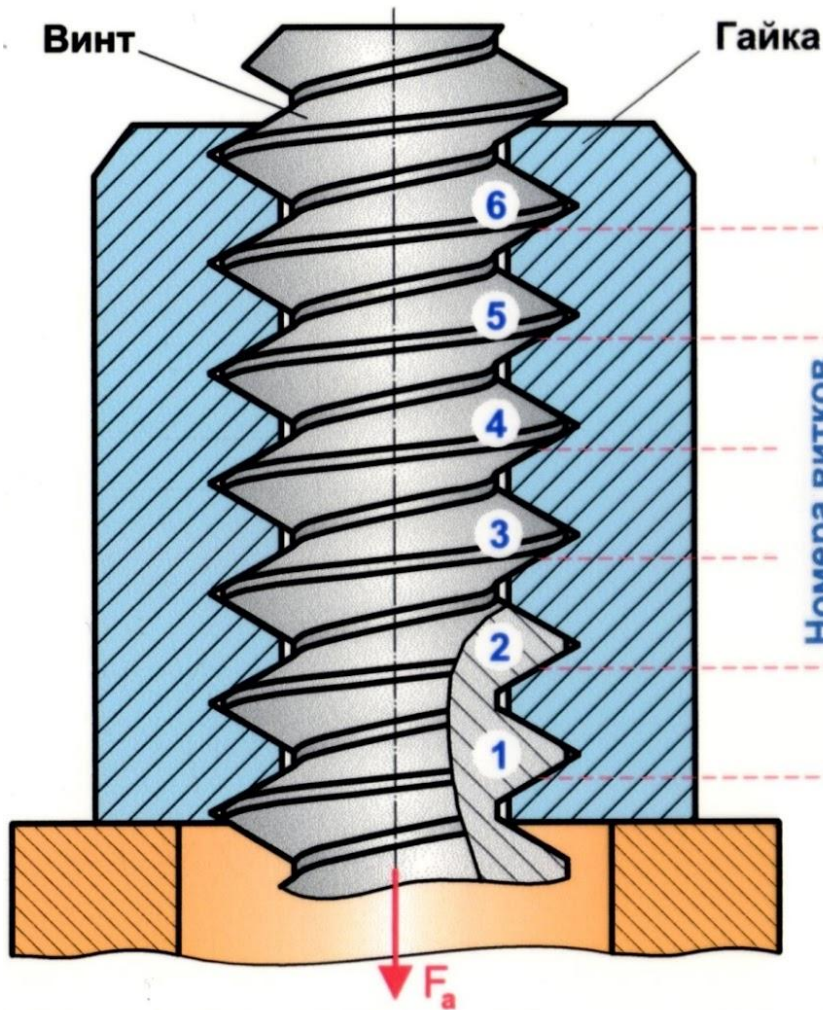
Момент отвинчивания гайки



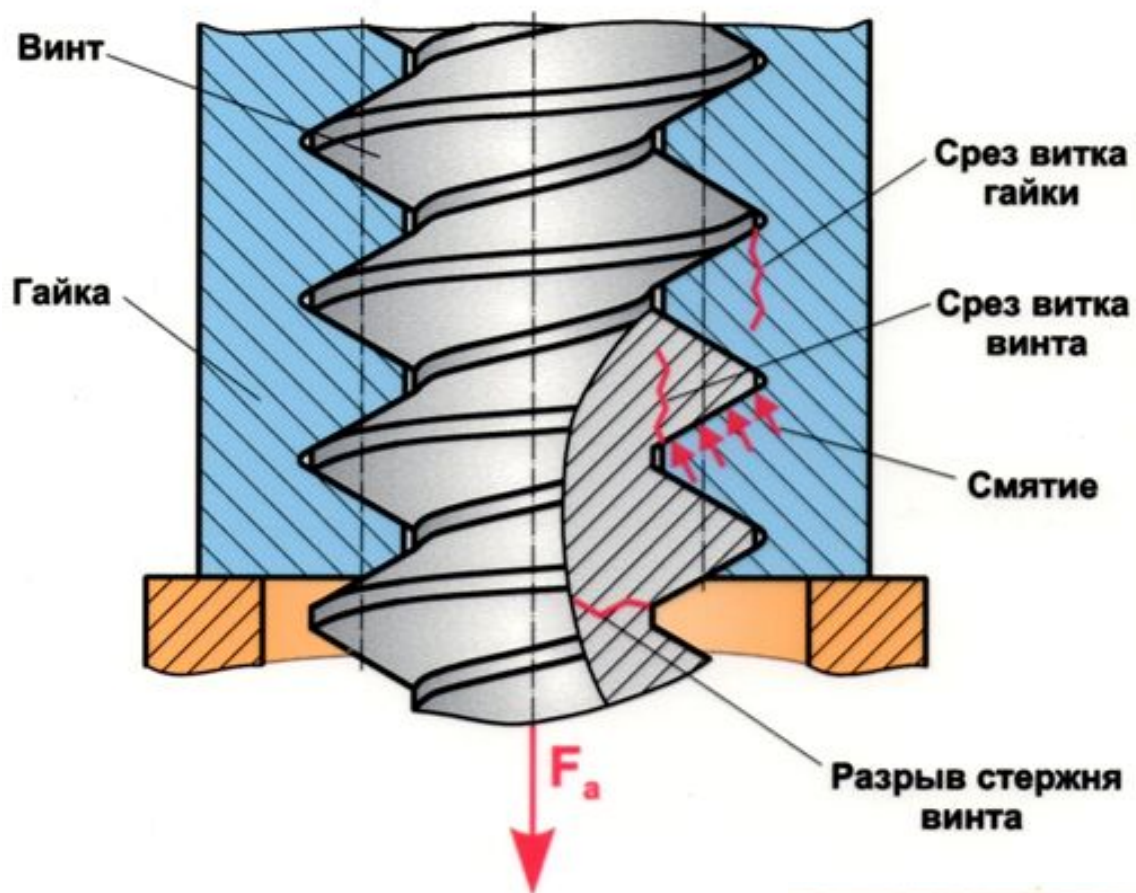
$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$$

$$T_{отв} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right]$$

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ ПО Н. Е. ЖУКОВСКОМУ

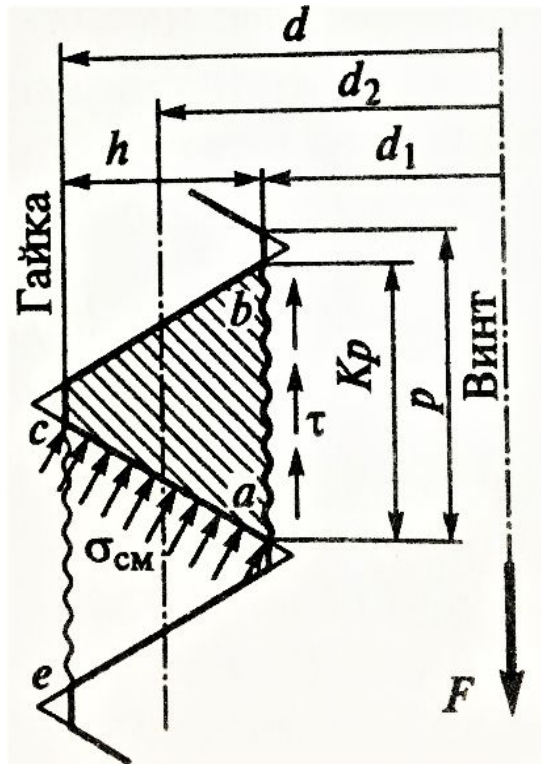


КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ



Назначение резьбы	Критерии работоспособности
Крепежные	Смятие рабочих поверхностей витков
	Срез витков резьбы
	Разрыв стержня
Ходовые и грузовые винты	Износ резьбы

Разрушение элементов резьбы



Срез элементов резьбы

$$\tau_v = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H_z \cdot k \cdot k_m} \leq [\tau]$$

Смятие элементов резьбы

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot k_m \cdot z} \leq [\sigma_{cm}],$$

k_m -коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы 0,6...0,7

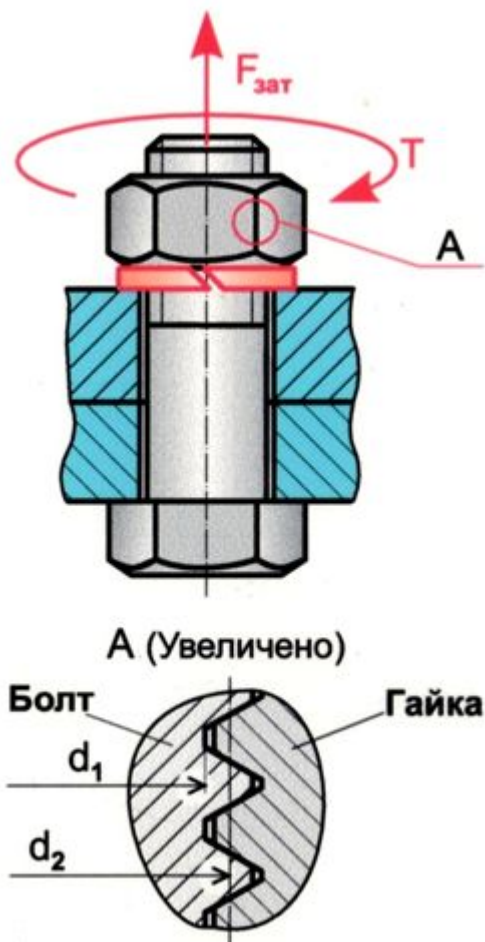
k - коэффициент полноты резьбы:

- треугольная 0,87
- прямоугольная 0,5
- трапециидальная 0,65

При выборе стандартного крепежа расчет проводить не обязательно

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует

При затяжке болт испытывает сложное напряженное состояние –
напряжение с кручением



Напряжение растяжения от силы $F_{зат}$

$$\sigma = \frac{4F_{зат}}{\pi(d_1)^2}$$

Напряжение кручения от момента T_P

$$\tau = \frac{T_P}{W_P} = \frac{0,5F_{зат}d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2(d_1)^3}$$

Эквивалентное напряжение

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

или $\sigma_{экр} \approx 1,3\sigma$

Расчёт прочности болтов
(проверочная зависимость)

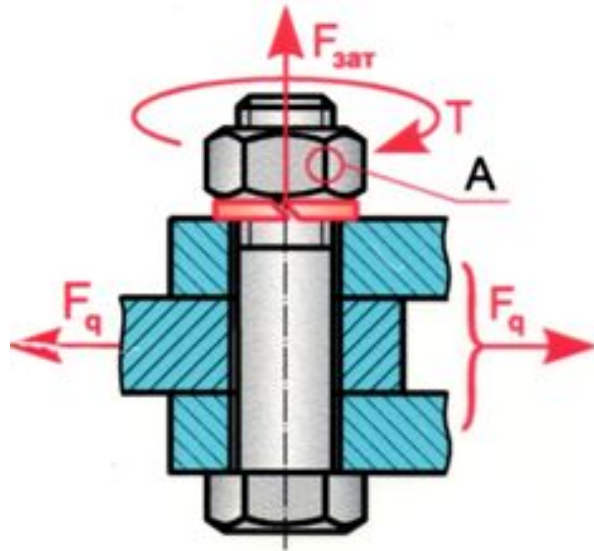
$$\sigma_{экр} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зат}}{\pi(d_1)^2} \leq [\sigma]$$

Диаметр стержня
(проектная зависимость)

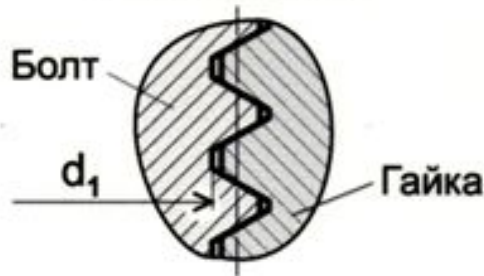
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_{зат}}{\pi[\sigma]}}$$

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке

Установка болта с зазором



А (Увеличено)



Условие отсутствия сдвига деталей (на один болт):

$$F \leq iF_{mp} = iF_{зам}f$$

$$F_{зам} = \frac{k \cdot F}{i \cdot f}$$

Прочность болта оценивается по эквивалентному напряжению

Расчёт прочности болтов
(проверочная зависимость)

$$\sigma_{эkv} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зам}}{\pi(d_1)^2} \leq [\sigma]$$

Диаметр стержня
(проектная зависимость)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_{зам}}{\pi[\sigma]}}$$

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке

Установка болта без зазора

Условие прочности болта по напряжениям среза

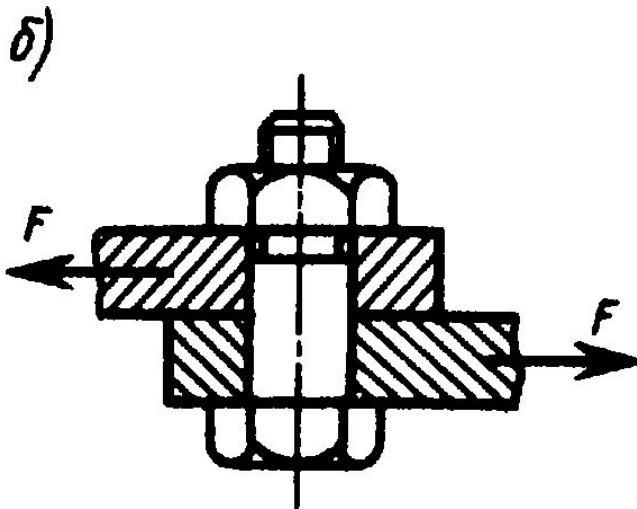
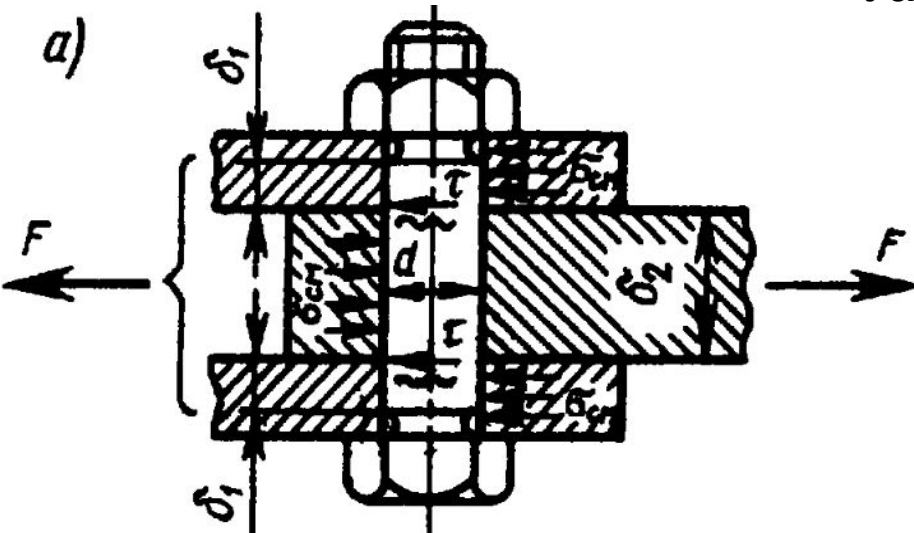
$$\tau = \frac{4F}{\pi(d)^2 i} \leq [\tau]$$

Условие прочности болта по напряжениям смятия для центральной детали или соединения двух деталей

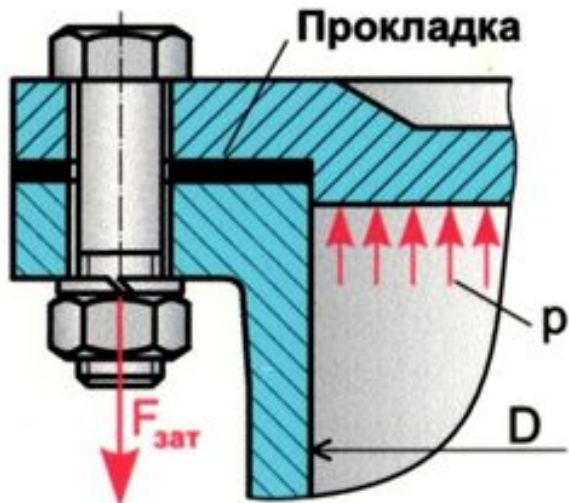
$$\sigma_{см} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{см}]$$

Условие прочности болта по напряжениям смятия для крайней детали

$$\sigma_{см} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{см}]$$



Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык



Внешняя нагрузка на болт

$$F = p \cdot \pi \cdot D^2 / (4z),$$

где p - давление в резервуаре; z - число болтов.

После приложения внешней нагрузки к затянутому соединению болт дополнительно растянется на некоторую величину, а деформация сжатия деталей уменьшится на эту же величину.

В этом случае часть внешней нагрузки, равная χF дополнительно нагружает болт, а оставшаяся часть, равная $(1 - \chi) F$ идет на разгрузку стыка

Сила, сжимающая детали в стыке, от одного болта $F_{см} = F_{зат} - (1 - \chi) F$

Условие нераскрытия стыка $F_{зат} = k_{зат} (1 - \chi) F$

Расчетная нагрузка на затянутый болт

$$F_p = F_{зат} + \chi F = [k_{зат} (1 - \chi) + \chi] F$$

Соединение затягивается при нагрузке

$$F_{зат} \geq 1,3 F + \chi F_{зат} [1,3 k_{зат} (1 - \chi) + \chi] F$$

Величина коэффициента затяжки

По условию нераскрытия стыка		По условию герметичности	
1,25...2,0	постоянная нагрузка	1,3...2,5	мягкая прокладка
		2,0...3,5	металлическая фасонная прокладка
2,0...4,0	переменная нагрузка	3,0...5,0	металлическая плоская прокладка

Нераскрытие стыка зависит от сохранения силы затяжки в процессе эксплуатации

- Качество обработки поверхностей стыка
- Число поверхностей стыка
- Качество поверхности и точность резьбы
- Надежность стопорения
- Качество прокладок