

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Разработал: доцент каф. 202
Ковеза Юрий Владимирович
ауд. 227 МК
khai202.ho.ua

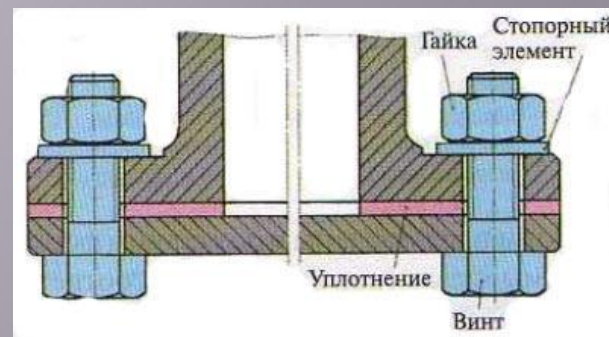
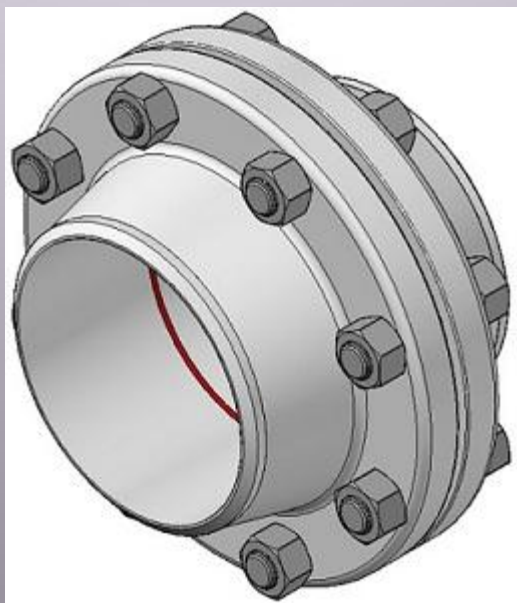
Лектор: ассистент каф. 202
Светличный Сергей Петрович
ауд. 246

Содержание лекции:

1. Назначение.
2. Типы резьбы.
3. Способы изготовления резьбы и материалы.
4. Распределение нагрузки между витками резьбы.
5. Расчет крепежной резьбы на прочность.
6. Расчет болтов (шпилек) на прочность.
7. Проектировочный расчет болтов.
8. Болт (шпилька) нагружены осевой силой
9. Расчет призонных болтов.
10. Расчет предварительно затянутых болтов.

Назначение

Резьбовыми называют соединения, в которых для фиксации взаимного положения соединяемых деталей используют элементы, имеющие резьбу.



Типы резьбы

- Крепежные (метрическая, дюймовая и круглая)



- Крепежно-уплотняющие резьбы (трубная резьба)



Типы резьбы

Основные размеры резьбы:

Болт:

d - наружный диаметр;

d_2 - средний диаметр ;

d_1 - внутренний диаметр;

d_3 - внутренний диаметр по дну впадины; P – шаг резьбы.

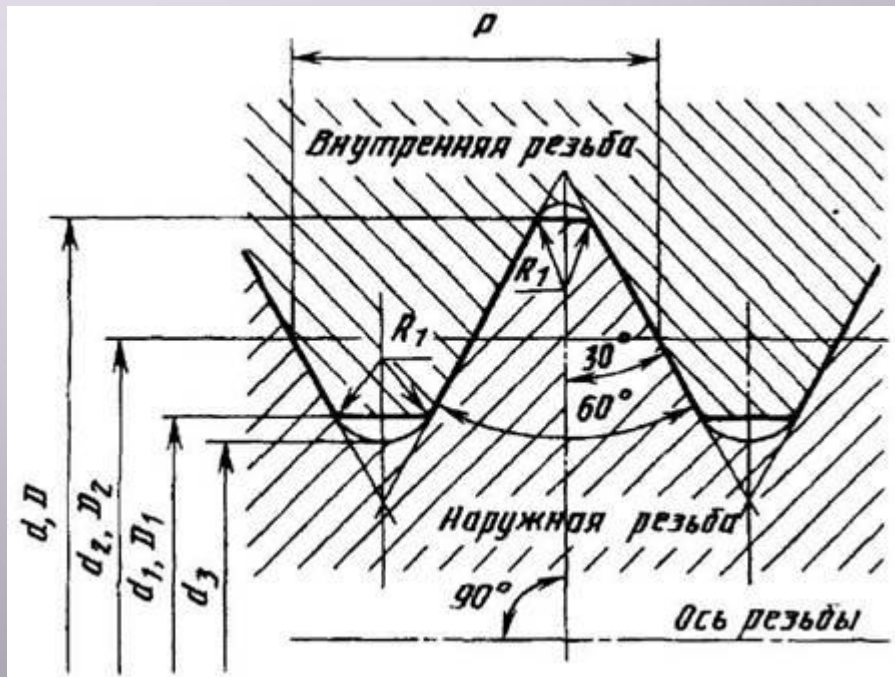
Гайка:

D - наружный диаметр;

D_2 - средний диаметр ;

D_1 - внутренний диаметр;

D_3 - внутренний диаметр по дну впадины.



Метрическая

(по ГОСТ 9150–81, ГОСТ 8724–81, ГОСТ 24705–81)

Пример обозначения резьбы

с крупным шагом:

наружной M12-6g

← Поле допуска диаметра d

внутренней M12-6H

← Поле допуска диаметра D₁

с мелким шагом:

наружной M12×1-6g

← Шаг резьбы 1 мм

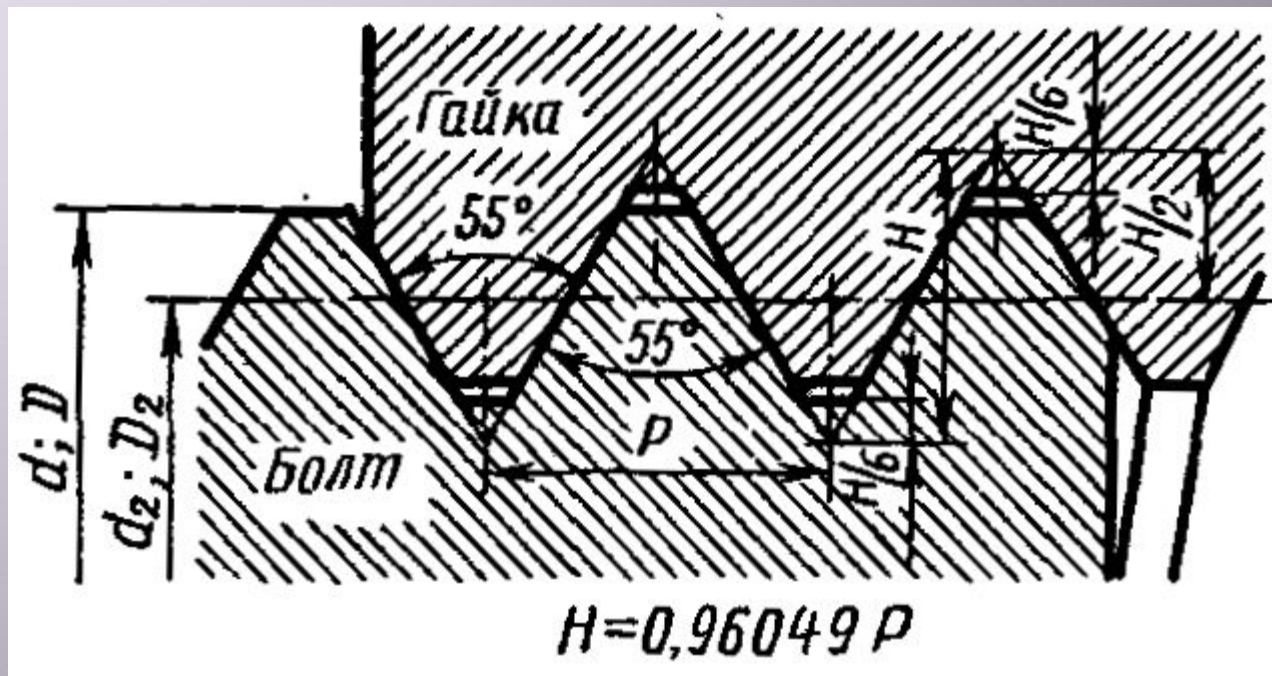
левой резьбы:

наружной M12×1LH-6g

Длины свинчивания подразделяются на три группы:

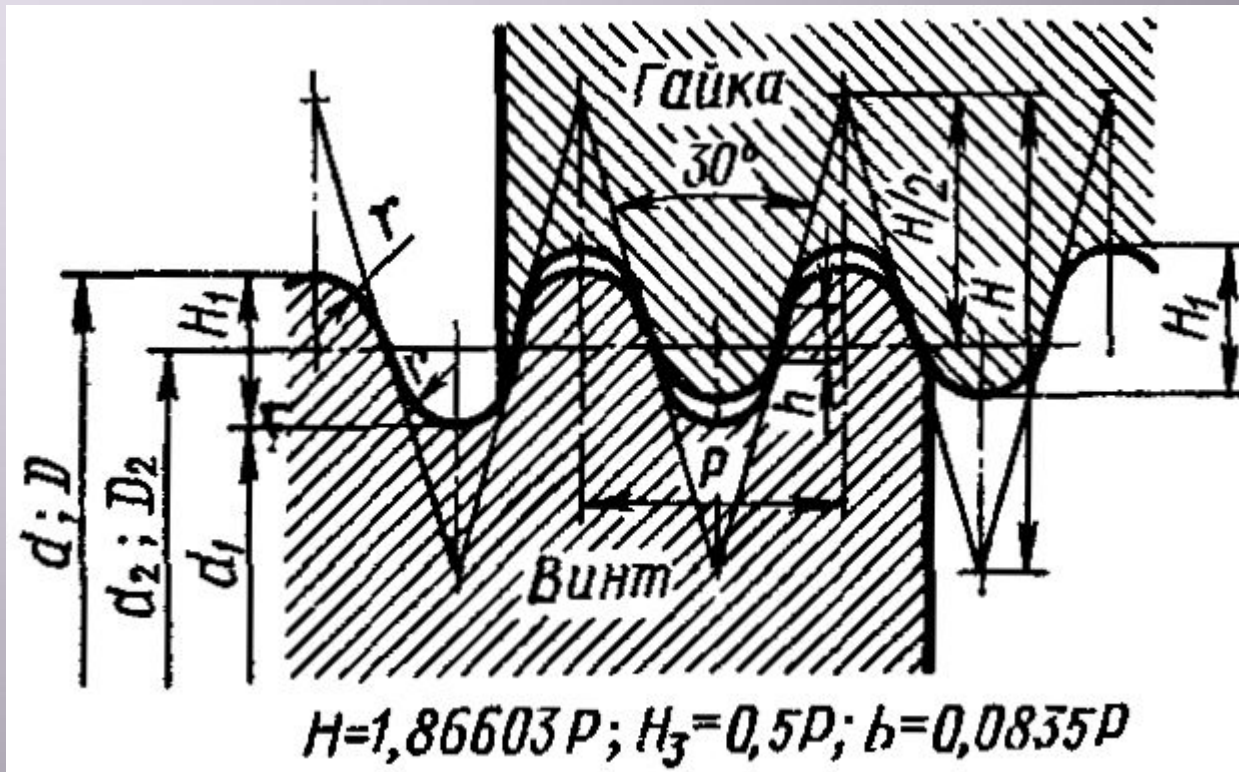
короткие S, нормальные N и длинные L

Типы резьбы



Дюймовая

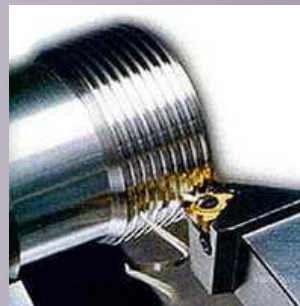
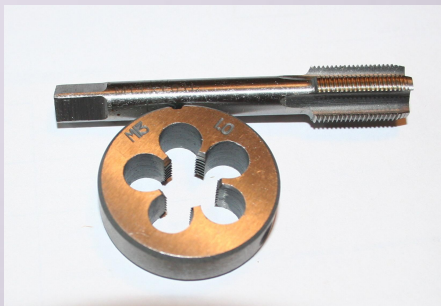
Типы резьбы



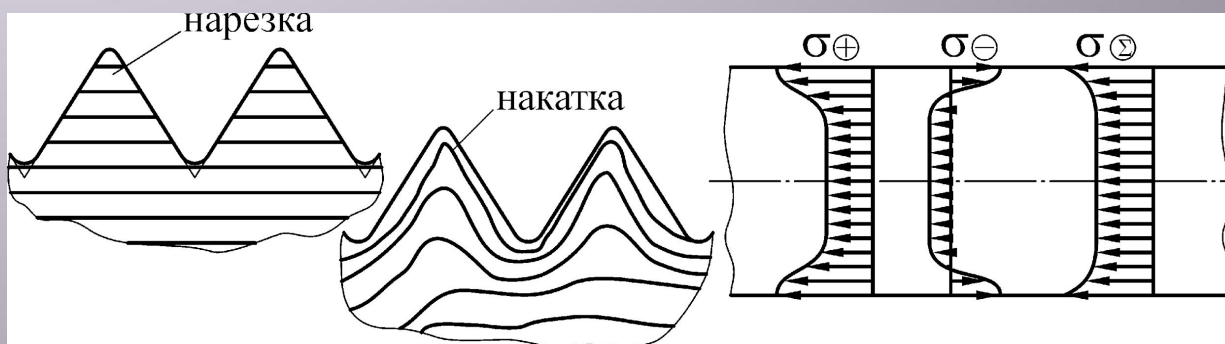
Круглая

Способы изготовления резьбы

1. Нарезанием (резцами, плашками, фрезами)



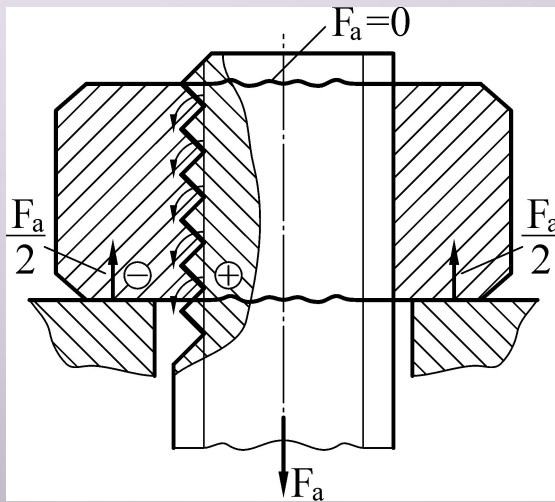
2. Накаткой (накатными роликами)



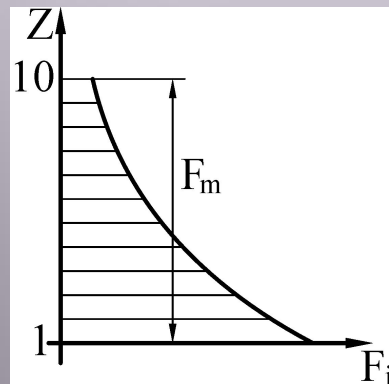
Материал : стали 35, 45, 38Х, 30ХГСА, 40ХНМА, 18Х2НВА.

В авиации часто применяют титановые сплавы.

Распределение нагрузки между витками резьбы



Задача распределения сил между витками резьбы является статически неопределенной. При ее решении необходимо учитывать деформации винта, гайки и витков резьбы. Эту задачу впервые решил Н. Е. Жуковский, применив теорию упругости.

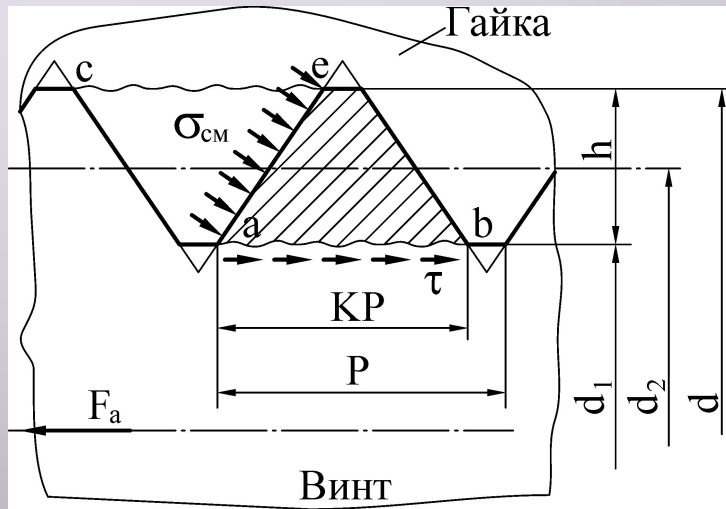


В поперечном сечении первого витка резьбы винт растянут, а гайка сжата. Разницу деформации винта и гайки воспринимает виток резьбы.

В решении Н. Е. Жуковского нагрузка на первый виток гайки равняется 34% F_a , а на десятый – 1% F_a

В действительности неравномерность меньше вследствие ошибок изготовления, а также из-за контактных и пластических деформаций, т.е 1-й виток воспринимает 20...25% F_a .

Расчет крепежной резьбы на прочность



Расчет резьбы выполняют по условным напряжениям, которые сравнивают с допустимыми напряжениями, установленными на основе экспериментов и практики эксплуатации.

Резьбу рассчитывают:

1. Срез в сечении винта (ab) или гайки (ce) (основной вид разрушения)

$$\text{для винта: } \tau = \frac{F_a}{\pi d_1 m P Z k} \leq [\tau]$$

$$\text{для гайки: } \tau = \frac{F_a}{\pi d m P Z k} \leq [\tau]$$

где k – коэффициент полноты резьбы; $k = ab/P$ или $k = ce/P$.
Для треугольной резьбы $k = 0,87$.

Расчет крепежной резьбы на прочность

2. По напряжениям смятия на рабочей винтовой поверхности.

$$\sigma_{см} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 Z k_m} \leq [\sigma_{см}]$$

$k_m = 0,6 \dots 0,7$ - коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Часто принимают $k_m = 1$

Допустимые напряжения для стали принимают следующими:

$$[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T \quad [\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_T$$

Из условия равнопрочности винта и гайки получают, что высота гайки:

$$H = 0,8d$$

Иногда принимают: $H = 0,5d$ (низкая гайка).

Расчет болтов (шпилек) на прочность

Расчет на прочность выполняют в два этапа:

1. Проектировочный, 2. проверочный.

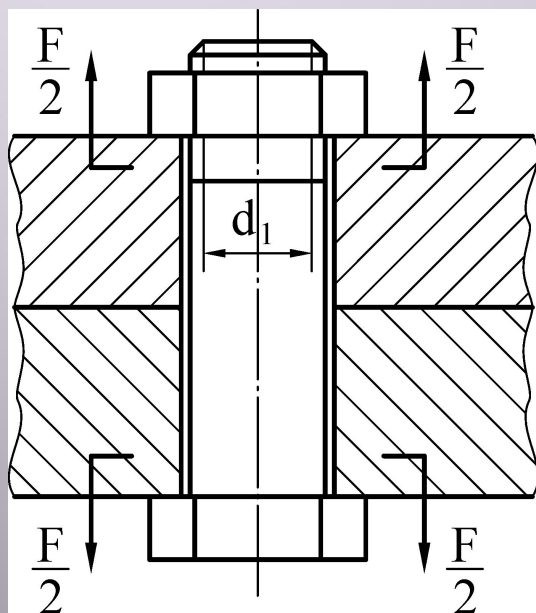
Цель проектировочного расчета – определение потребного диаметра болта.

Цель проверочного расчета – определение коэффициентов запаса усталостной и статической прочности.

Иногда проектный расчет является окончательным для малонагруженных болтов.

Проектировочный расчет болтов

1. Болт (шпилька) нагружен продольной (осевой) силой (основной расчетный случай)



Диаметр болта определяют из условия его работы на растяжение:

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

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

Допускаемые напряжения при растяжении:

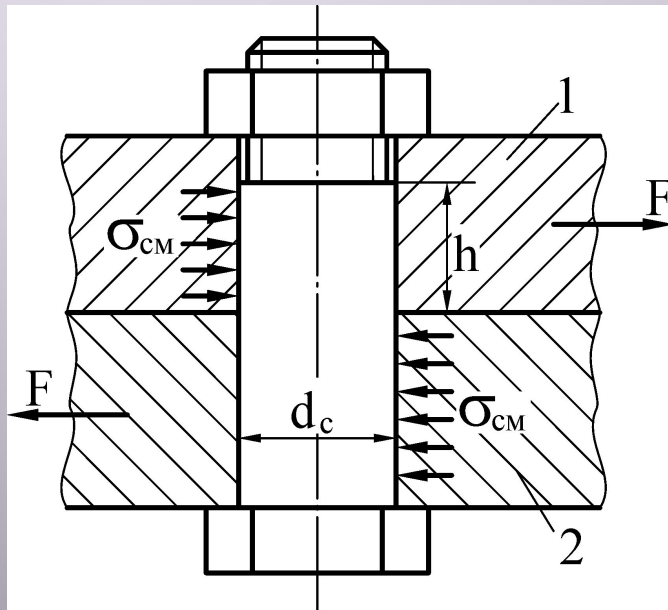
$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]}$$

Коэффициент запаса прочности: $[S] = 2...3$

Проектировочный расчет болтов

1. Болт нагружен поперечной силой

А. Болт поставлен в отверстие без зазора



Такой болт называют **чистым**, или **призонным**. Диаметр стержня болта определяют из условия прочности на **срез** и **смятие**.

□ *Условие прочности болта на срез:*

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_c^2} \leq [\tau]$$

Допускаемые напряжения среза $[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$

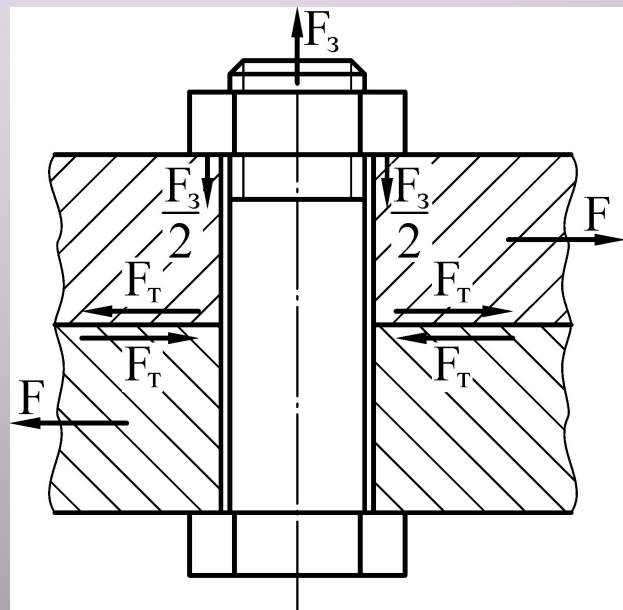
□ *Условие прочности болта на смятие:*

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

Проектировочный расчет болтов

1. Болт нагружен поперечной силой

А. Болт поставлен в отверстие с зазором



Поперечная нагрузка F должна передаваться силой трения F_T в стыке, которая равна:

$$F_T = kF$$

Для создания силы трения применяют предварительную затяжку болтов.

Болт рассчитывают на растяжение по силе предварительной затяжки:

$$F_{зам} = \frac{F_T}{f} = \frac{kF}{f} \quad \sigma_p = \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

$f = 0,08..0,12$ - коэффициент трения; k - коэффициент надежности затяжки

$k = 1,3..1,5$ - статическая нагрузка, $k = 1,8..2$ - динамическая нагрузка.

Проектировочный расчет болтов

- **Цели применения предварительной затяжки**
 1. для создания сил трения в стыках, воспринимающих сдвигающие нагрузки;
 2. для обеспечения нераскрытия стыка (или герметичности);
 3. для повышения усталостной прочности резьбовых соединений.
- Масса болтового соединения с предварительной затяжкой больше массы соединения с призонными болтами.
- Однако предварительно затянутое соединение более технологично

Проектировочный расчет болтов

Нормальные напряжения:
$$\sigma_{\rho} = \frac{F_3}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}$$

Касательные напряжения:
$$\tau = \frac{T_{\text{вн}}}{W_{\rho}}$$

Момент в винтовой паре:
$$T_{\text{вн}} = F_{\text{зам}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$$

Полярный момент сопротивления:
$$W_{\rho} = 0,2d_1^3$$

Проектировочный расчет болтов

Эквивалентные номинальные напряжения в болте от растяжения и кручения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau^2} \leq [\sigma]$$

В среднем $f = 0,12$ и $\psi = 2^\circ 30'$ Тогда получим:

$$\sigma_{\text{экв}} \approx 1,3\sigma_p \leq [\sigma]$$

Окончательная формула для расчетов: $\sigma = \frac{1,3F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$