

Лекція № 31

Розділ III. З'єднання деталей машин

Загальні положення

Розрізняють два види в'язів між деталями: *рухомі* (шарніри, підшипники) і *нерухомі* (різьбові, зварні)

Нерухомі в'язі називають з'єднаннями. З'єднання бувають *рознімні* і *нерознімні*.

Рознімні з'єднання допускають розбирання без пошкодження елементів (різьбові, шпонкові, клинові)

Нерознімні з'єднання - неможливо розібрати без пошкодження елементів (зварні, заклепкові)

Проміжне місце займають пресові з'єднання (в залежності від натягу)

Тема 11. Різьбові з'єднання

11.1. Загальна характеристика

Різьбовими називають з'єднання за допомогою деталей, що мають різьбу.

Стандартні кріпильні деталі:

- 1) Гвинти;
- 2) болти (гвинти з гайками);
- 3) шпильки;
- 4) гайки.

Переваги різьбових з'єднань: простота, компактність, висока несуча здатність, надійність, зручність з'єднання і роз'єднання, широка стандартизація, мала вартість в умовах масового виробництва.

Недоліки: різьба – концентратор напружень, це зменшує втомну міцність деталей, можливість самовідгвинчування.

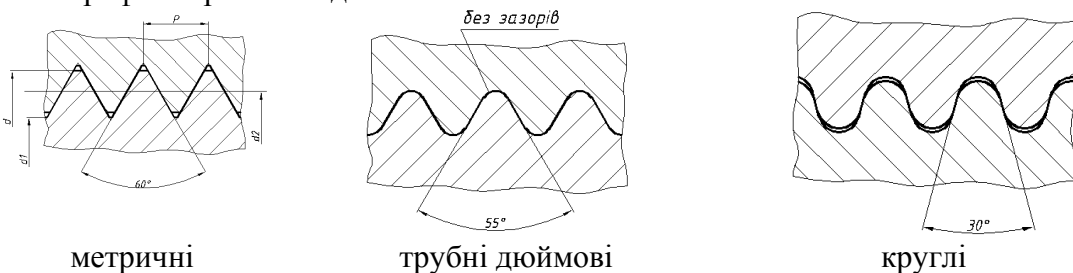
11.2. Кріпильні різьби

Залежно від форми поверхні, на якій нарізана різьба, розрізняють різьби::



Конічні різьби забезпечують щільність без прокладок, використовуються для з'єднання труб, штуцерів, встановлення пробок, маслянок. Можна з'єднувати з циліндричним різьбовим отвором.

За профілем різьби поділяються на::



Конічна різьба може бути метрична і трубна дюймова.

Метрична різьба буває з нормальним і малим кроком P . Несуча здатність різьби з нормальним кроком більша. Мілка різьба використовується: а) при динамічному навантаженні; б) в тонкостінних деталях; в) для регулювання.

Номинальний діаметр – зовнішній діаметр різьби d .

Позначення: M20 – з нормальним P ; M20x1,5 – з малим P .

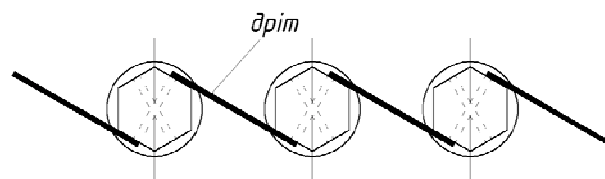
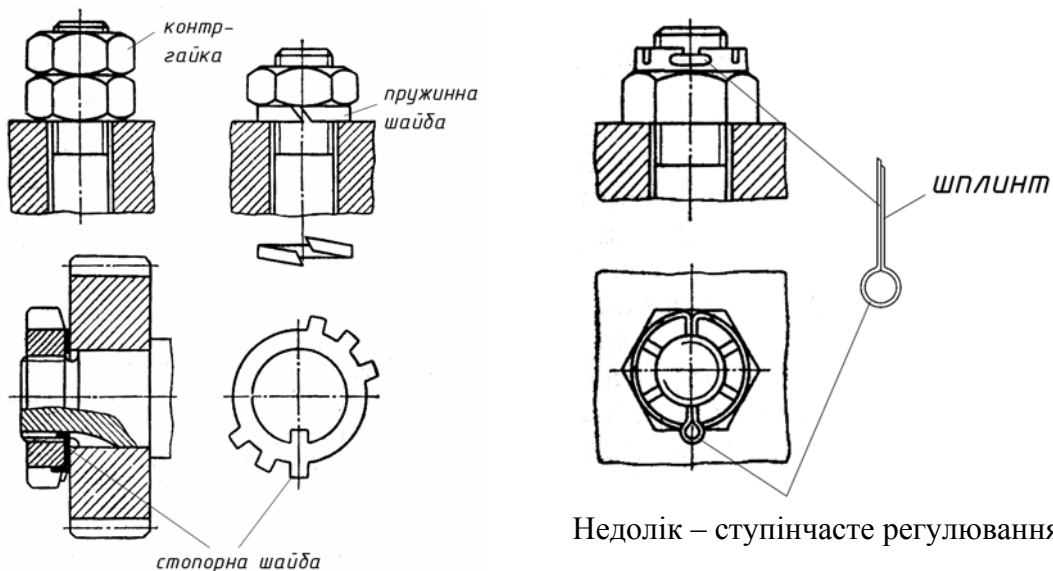
Трубна різьба має малий крок, малу висоту (це мілка дюймова різьба), використовується

для герметичного з'єднання труб і арматури, оскільки в неї відсутній зазор між витками. Номинальний діаметр – внутрішній діаметр труби.

Позначення: циліндрична – Трубн 2"; конічна – К 3/4".

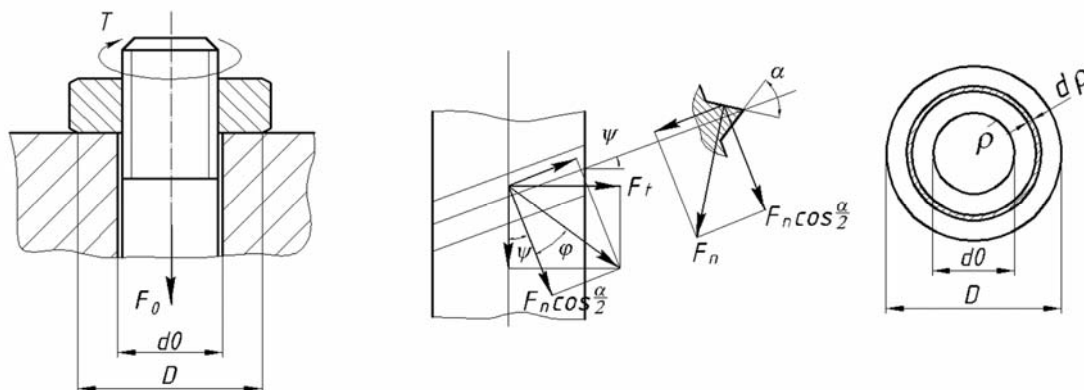
Кругла різьба – для деталей, що часто з'єднуються і роз'єднуються (пожежна арматура, цоколі електроламп), а також деталей, навантажених великим динамічним навантаженням.

11.3. Стопоріння різьбових з'єднань



11.4. Елементи теорії гвинтової пари

11.4.1. Визначення моменту загвинчування гайки



Повний момент на гайці:

$$T = T_p + T_{ST};$$

T_{sp} – момент в різьбі;

T_{ST} – момент сил тертя на торці гайки.

Колова сила:

$$F_t = F_0 \operatorname{tg}(\psi + \varphi');$$

ψ – кут підйому гвинтової лінії;

φ' – зведений кут тертя;

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{\pi d_2};$$

P – крок;

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{F_s}{F_n \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}};$$

f – коефіцієнт тертя.

Момент тертя в різьбі

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2};$$

$$T_p = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (11.1)$$

Момент сил тертя на торці гайки

$$T_{ST} = \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D}{2}} \frac{4F_0}{\pi(D^2 - d_0^2)} \cdot 2\pi\rho d\rho \cdot f \cdot \rho = \frac{8F_0 \cdot f}{D^2 - d_0^2} \cdot \frac{\rho^3}{3} \Big|_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{D}{2}} = \frac{F_0 \cdot f (D^3 - d_0^3)}{3(D^2 - d_0^2)}.$$

Зведений радіус $R_{36} = \frac{D^3 - d_0^3}{3(D^2 - d_0^2)}$. Звідси

$$T_{ST} = F_0 \cdot f \cdot R_{36}. \quad (11.2)$$

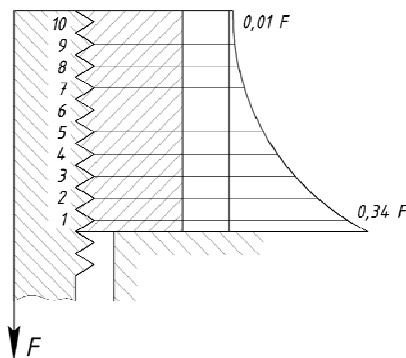
Момент загвинчування гайки

$$T = F_0 \left(\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f \cdot R_{36} \right) \quad (11.3)$$

Наближена формула для стандартних різьб $T = 0,2 \cdot F_0 d$.

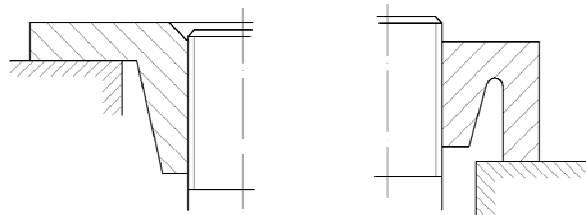
При довжині ручного ключа $l = 14d$ $F_0 = 70Q$, де Q – сила прикладена до ключа.

11.4.2. Розподілення осьової сили між витками різьби



Задача розв'язана Жуковським Н. Е. для гайки з 10 витками. З умови рівноваги $F = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_Z$, де Z – число витків в гайці.

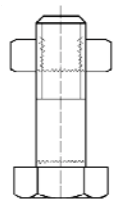
Збільшення податливості гайок у зоні найбільш навантажених витків сприяє вирівнюванню навантаження між витками.



11.4.3. Руйнування гвинтів

Види руйнування гвинтів:

1. Розрив стержня по різьбі.
2. Пошкодження або руйнування різьби (змінання, зріз, зношування...).

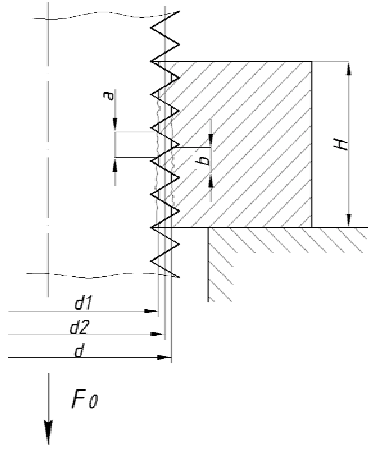


3. Руйнування біля головки.

При використанні стандартних гвинтів обмежуються розрахунком за одним з головних критеріїв робоздатності – розрахунком на міцність стержня гвинта на розтяг.

Лекція № 32

11.4.4. Розрахунок витків різьби на міцність



Розрахунок на зріз

Гвинт

$$\tau_{зр} = \frac{F_0}{A'_{зр}} = \frac{F_0}{\pi d_1 a z} \leq [\tau]_{зр}.$$

Гайка

$$\tau_{зр} = \frac{F_0}{A''_{зр}} = \frac{F_0}{\pi d b z} \leq [\tau]_{зр}.$$

Тут z – кількість витків у гайці;
 $a \approx b \approx 0,8P$ – для трикутної різьби.

Площі зрізу можна визначати ще так:

$$A'_{зр} = \pi d_1 H K$$

$$A''_{зр} = \pi d H K$$

Тут K – коефіцієнт повноти різьби, для трикутних різьб $K = 0,87$.

Розрахунок на зминання

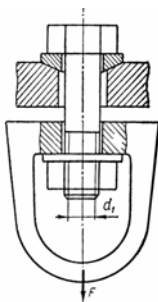
$$\sigma_{зм} = \frac{F_0}{A_{зм}} = \frac{F_0}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma]_{зм}, \text{ де } h \text{ – робоча висота витків.}$$

Допустимі напруження

$$[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T; \quad [\sigma]_{зм} = [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S}; \quad \text{коефіцієнт запасу } S = 1,5 \dots 2,5.$$

При частому загвинчуванні і відгвинчуванні: $[\sigma]_{зм} = (0,5 \dots 0,6) [\sigma]_p$.

11.4.5. Розрахунок на міцність стержня болта

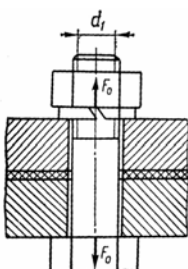


1. Незатягнутий болт, навантажений осьовою силою.

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

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma]_p}}; \quad [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S};$$

$$S = 1,5 \dots 2,5.$$



2. Затягнутий болт без зовнішнього навантаження

Указані з'єднання використовують для створення герметичних з'єднань. Сила затяжки визначається з умови забезпечення герметичності стику

Нормальні напруження від сили попередньої затяжки F_0 $\sigma_p = \frac{F_0}{A} = \frac{4F_0}{\pi d_1^2}$;

Дотичні напруження від момента сил в різьбі. $M_{кр}$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}; M_{кр} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'); W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}; \tau = \frac{8F_0 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{\pi d_1^3}.$$

Еквівалентні напруження за III теорією міцності

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{1 + 4\left(\frac{\tau}{\sigma}\right)^2} = \frac{4F_0}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + \frac{16d_2^2 \operatorname{tg}^2(\psi + \varphi')}{d_1^2}} = \frac{4F_0}{\pi d_1^2} \beta;$$

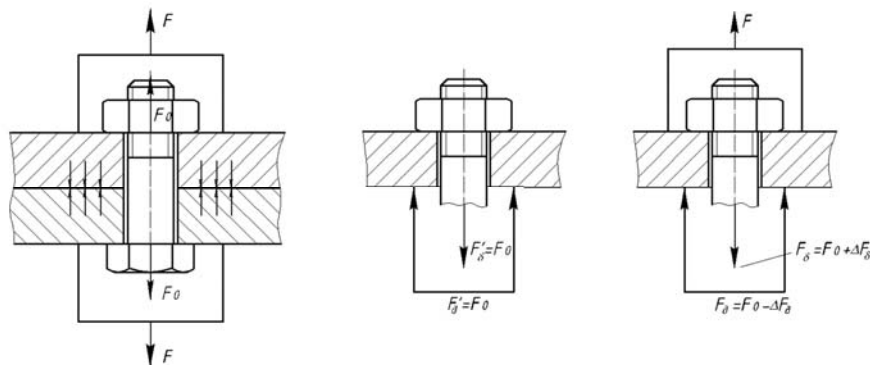
$$\sigma_e = \frac{4F_0}{\pi d_1^2} \beta \leq [\sigma]_p. \text{ Звідси } d \geq \sqrt{\frac{4F_0 \beta}{\pi [\sigma]_p}}$$

Для стандартних різьб $\beta \approx 1.3$.

3. З'єднання затягнутим болтом, навантажене постійною зовнішньою осьюовою силою

До цього типу з'єднань відносяться болтові з'єднання фланців трубопроводів, кришок резервуарів, кронштейнів та ін.

Для визначення сил, що діють на болт і деталь, необхідно розв'язати статично невизначну задачу



1. Рівняння статичної рівноваги.

До навантаження зовнішніми силами F з умови рівноваги $F'_\delta = F'_0 = F_0$, де F_0 - сила попередньої затяжки.

Після навантаження силами F :

зусилля в болті $F_\delta = F_0 + \Delta F_\delta$;

зусилля в деталі $F_0 = F_0 - \Delta F_0$.

Рівняння рівноваги $F - F_0 - \Delta F_\delta + F_0 - \Delta F_0 = 0$. Звідси

$$\Delta F_\delta + \Delta F_0 = F \quad (11.4)$$

2. Геометричне рівняння:

$$|\lambda_\delta| = |\lambda_0|, \quad (11.5)$$

де $\lambda_\delta, \lambda_0$ - деформації болта і деталі після навантаження.

3. Фізичні рівняння:

$$\lambda_\delta = \frac{\Delta F_\delta}{C_\delta}; \lambda_0 = \frac{\Delta F_0}{C_0}, \quad (11.6)$$

де C_δ, C_0 - коефіцієнти жорсткості болта і деталі.

4. Розв'язуємо систему рівнянь (11.4), (11.5), (11.6).

Підставляючи (11.6) в (11.5), одержимо $\frac{\Delta F_{\delta}}{C_{\delta}} = \frac{\Delta F_{\delta}}{C_{\delta}}$; звідси

$$\Delta F_{\delta} C_{\delta} = \Delta F_{\delta} C_{\delta}. \quad (11.7)$$

З рівняння (11.4) маємо $\Delta F_{\delta} = F - \Delta F_{\delta}$, підставляючи в (11.7), одержимо

$$\Delta F_{\delta} C_{\delta} = F C_{\delta} - \Delta F_{\delta} C_{\delta}; \quad \Delta F_{\delta} = F \frac{C_{\delta}}{C_{\delta} + C_{\delta}}.$$

Позначимо $\frac{C_{\delta}}{C_{\delta} + C_{\delta}} = \chi$, χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження. Маємо

$$\Delta F_{\delta} = \chi F. \quad (11.8)$$

Враховуючи, що $F_{\delta} = F_o + \Delta F_{\delta}$, одержимо

$$F_{\delta} = F_o + \chi F \quad (11.9)$$

Силу в стику деталі одержимо з (11.4) і (11.8): $\Delta F_{\delta} = F - \Delta F_{\delta} = F - \chi F = (1 - \chi) F$.

Враховуючи, що $F_{\delta} = F_o - \Delta F_{\delta}$, одержимо

$$F_{\delta} = F_o - (1 - \chi) F. \quad (11.10)$$

Щоб запобігти розкриттю стику, необхідно, щоб $F_{\delta} > 0$. Звідси

$$F_o > F(1 - \chi) \quad \text{- умова не розкриття стику.} \quad (11.11)$$

Розрахунок болта на міцність

Розрахункова сила на болт з урахуванням (11.9) і моменту тертя в різьбі при зтяжці (скручування болта при зтяжці)

$$F_{p\delta} = \beta F_o + \chi F. \quad (11.12)$$

З (11.12) маємо $F_{p\delta} = F \left(\beta \frac{F_o}{F} + \chi \right)$; $\frac{F_o}{F} = K_z$, K_z – коефіцієнт зтяжки. Остаточню

$$F_{p\delta} = F (\beta K_z + \chi) \quad (11.13)$$

$$K_z = 1.3 \dots 5$$

За умови нерозкриття стику $K_z = 1.2 \dots 2$.

За умови герметичності з'єднання:

при м'яких прокладках між деталями: $K_z = 1.3 \dots 2.5$;

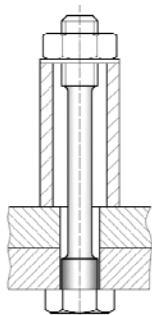
при металевій плоскій прокладці: $K_z = 3 \dots 5$.

Для з'єднання без м'яких прокладок $\chi = 0.2 \dots 0.3$

Умова міцності болта $\sigma = \frac{F_{p\delta}}{A} = \frac{4F_{p\delta}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$

Звідси величина внутрішнього діаметра різьби $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{p\delta}}{\pi[\sigma]}}$.

4.

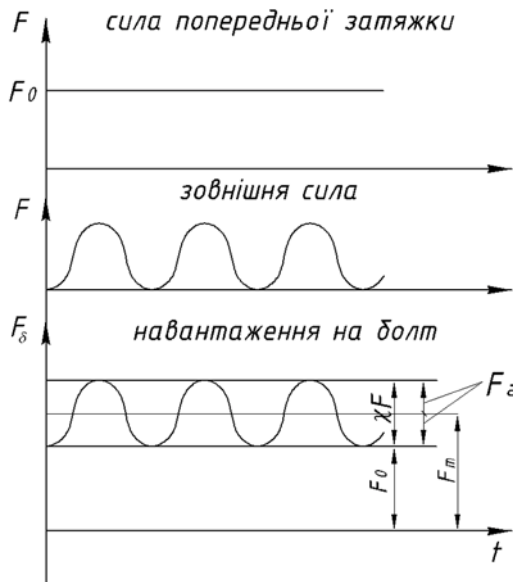


З'єднання зтягнутим болтом, що навантажується змінною зовнішньою силою

Згідно з формулою (11.8) зі зменшенням жорсткості болта C_{δ} і збільшенням жорсткості деталей C_{δ} зменшується приріст ΔF зовнішньої сили на болт. Цю обставину використовують під час проектування з'єднань, що навантажені змінними силами,

намагаючись підвищити витривалість болтового з'єднання. Зменшити жорсткість болтів можна збільшенням їх довжини, зменшенням діаметра у гладкій частині стержня, висвердлюванням отвору зі сторони головки, тощо.

Розглянемо сили, що діють на з'єднання. Сила попередньої затяжки $F_o = const$. Зовнішня сила змінюється за пульсуючим циклом. Змінна складова, що довантажує болт $\Delta F = \chi F$.



Амплітуда сили, що діє на болт, $F_a = 0.5\chi F$.

Середнє значення сили:

$$F_m = F_o + 0.5\chi F = F \left(\frac{F_o}{F} + 0.5\chi \right) = F (K_s + 0.5\chi)$$

Амплітуда напружень $\sigma_a = \frac{F_a}{A} = \frac{2\chi F}{\pi d_1^2}$.

Середнє напруження

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A} = \frac{4F (K_s + 0.5\chi)}{\pi d_1^2}$$

$\chi = 0.10 \dots 0.15$ - для болтів малої жорсткості,

$K_s = 3 \dots 4$.

Коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на витривалість

$$S = \frac{\sigma_{-1p}}{\frac{K_\sigma}{K_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq S_{\min}$$

Мінімальний запас міцності:

$S_{\min} = 3 \dots 4$ - при неконтрольованій затяжці з'єднання,

$S_{\min} = 2.0 \dots 2.5$ - при контрольованій затяжці з'єднання.

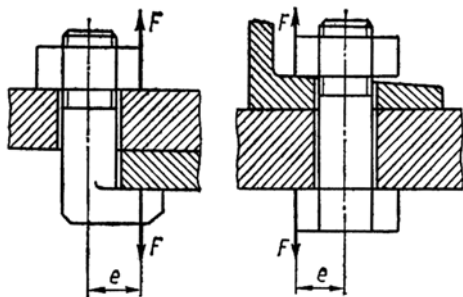
Границя витривалості матеріалу болтів при розтягу $\sigma_{-1p} \approx 0.35\sigma_s$;

коефіцієнт впливу асиметрії циклу $\psi_\sigma \approx 0.1$;

ефективний коефіцієнт концентрації напружень $K_\sigma = 3.5 \dots 4.5$ - для болтів із вуглецевих сталей, $K_\sigma = 4.0 \dots 5.5$ - для болтів із легованих сталей;

масштабний коефіцієнт $K_d = 0.90 \dots 0.97$ при $d = (16 \dots 32)$ мм.

5. Ексцентричне навантаження болтів



Напруження розтягу $\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}$.

Напруження згину $\sigma_{зг} = \frac{M}{W_o} = \frac{32Fe}{0.1d_1^3}$

При ексцентриситеті $e = d_1$

$$\frac{\sigma_{зг}}{\sigma_p} = 1.8.$$

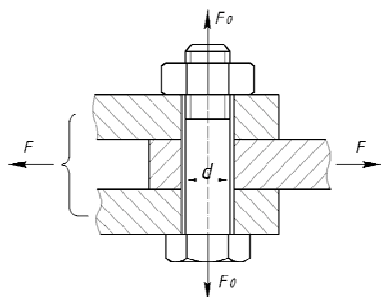
Умова міцності

$$\sigma = \sigma_{зг} + \sigma_p \leq [\sigma]_p$$

$$\sigma = 8.8\sigma_p \leq [\sigma]_p$$

Слід запобігати умовам виникнення ексцентричного навантаження..

6. Болтове з'єднання, навантажене силами зсуву



1) Болт встановлено з зазором.

Умова відсутності зсуву деталей

$$F_s i \geq F; \quad F_s = F_o f . \quad (11.14)$$

F – зовнішня сила;

F_s – сила тертя в одній парі площин;

i – числа пар площин стику;

F_o – сила затяжки болта;

f – коефіцієнт тертя.

Якщо ввести коефіцієнт надійності з'єднання k , тоді умова (11.4) запишеться

$$F_o f i = F k, \quad \text{звідси} \quad F_o = \frac{F k}{f i}$$

При статичному навантаженні $k = 1.3 \dots 1.5$.

При дії змінного навантаження $k = 1.8 \dots 2.0$.

Умова міцності болта на розтяг з врахуванням закручування при затяжці

$$\sigma = \frac{4F_o \beta}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad \text{звідси} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_o \beta}{\pi [\sigma]_p}} \quad \text{або} \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F k \beta}{\pi i f [\sigma]_p}} .$$

2) Болт встановлено без зазору.

Болт розраховується на зріз: $\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}}$; $A_{зр} = \frac{\pi d^2}{4} i$; тут i – число площин зрізу.

Умова міцності болта $\tau_{зр} = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau]$. Звідси $d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau]}}$.

Порівнюючи два варіанти постановки болта (із зазором та без зазору), слід зазначити, що перший варіант дешевший (не вимагає точних розмірів болта і отвору), але вимагає значно більшого діаметра болта.

7. Розрахунок групових болтових з'єднань

Розрахунок групових болтових з'єднань зводиться до визначення розрахункової сили для більш навантаженого болта.

Приймають такі припущення:

- деталі з'єднання достатньо жорсткі і поверхні стику залишаються плоскими;
- усі болти мають однакові розміри і однакову затяжку;
- болти розміщені симетрично, щодо двох взаємно перпендикулярних осей, які проходять через центр ваги площини стику деталей.