

ТЕМА 12. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Представлений тут нижче матеріал взято з [6, 25].

Типи з'єднань та їхні основні характеристики. Загальні відомості

Призначення. Для виконання певних функцій в машині деталі контактують між собою, утворюючи рухомі та нерухомі з'єднання. (рис. 1). З'єднання можуть бути виконані без додаткових і за допомогою додаткових деталей.

Класифікація: З'єднання поділяють на рухомі та нерухомі.

Нерухомі – це з'єднання двох або декількох деталей, які в процесі роботи не виконують відносні рухи. Необхідність у використанні нерухомих з'єднань виникає у зв'язку з вимогою розділення машини на складальні одиниці, а останні на деталі для забезпечення зручної обробки, збирання, ремонту, транспортування. Нерухоме з'єднання може бути нероз'ємним і роз'ємним.

З'єднання нерухомі можна розділити на з'єднання загального призначення, з'єднання деталей, які охоплюють одна одну (вал-маточина шківів, вал-внутрішнє кільце вальниць) і деталей, які розташовані послідовно (колеса та шківів передач, вали двох агрегатів).

Роз'ємні з'єднання (шпонкові, шліцеві, клемові, різбові та ін.) допускають розбирання з'єднання деталей без пошкодження елементів. Роз'ємні з'єднання загального призначення можуть бути конструктивні, технологічні. За принципом передачі навантаження розрізняють **з'єднання зачепленням та фрикційні**.

Нероз'ємні з'єднання (зварні, паяні, клепані та ін.) не дають змоги виконувати розбирання з'єднаних деталей без пошкодження елементів.

Рухомі з'єднання. Необхідність цього типу з'єднання визначається кінематикою машини: під час роботи деталі виконують відносні переміщення, передбачені їхнім функціональним призначенням. Заданий характер руху деталей визначає вибір конструкцій з'єднання, наприклад, для встановлення обертової деталі у нерухомій (вала у корпусі) застосовують з'єднання за допомогою вальниць. Рухомі з'єднання – роз'ємні.

Рухомі з'єднання можна розділити на пружні, постійні з'єднання деталей, які виконують відносний обертальний або поступальний рух – вальниць та напрямні ковзання та кочення, а також періодичні з'єднання обертових деталей за допомогою керованих та самокерованих муфт.

Основні характеристики з'єднань. До з'єднань ставлять вимоги: економічності, міцності, цільності, жорсткості та ін.

Міцність оцінюють коефіцієнтом міцності $\varphi_F = F_s / F_o$ - відношення граничного навантаження з'єднання (F_s) до мінімального навантаження однієї з деталей (F_o).

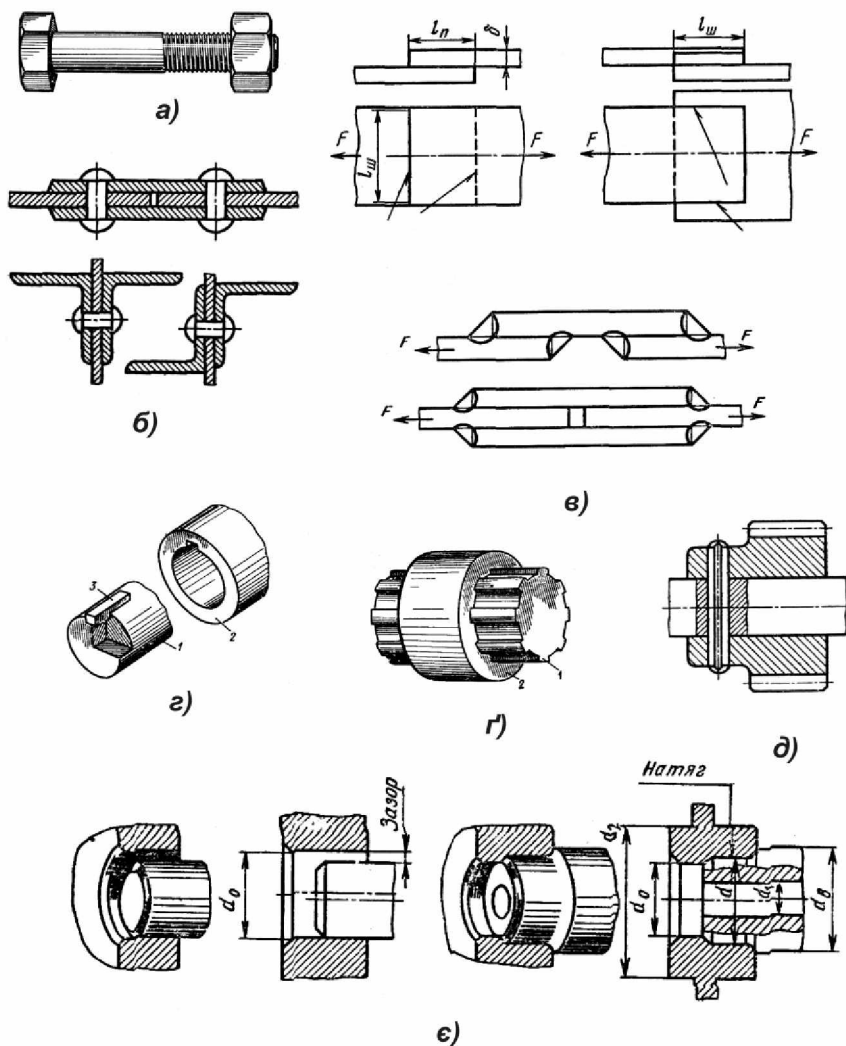


Рис. 1. З'єднання деталей машин:

а) різьбове, б) заклепкове, в) зварне, г) шпонкове, і) шліцеве,
 д) штифтове, є) з'єднання з натягом

Суттєвою характеристикою з'єднання є нерівномірність розподілу навантаження та напруг між його елементами.

У багатьох випадках щільність (герметичність) з'єднань – труб, апаратів, які містять рідину та газу, циліндрів і штоків є головною характеристикою їхньої роботоzдатності. Характеристикою щільності з'єднання є коефіцієнт щільності.

Основні типи з'єднань повинні задовольняти таким вимогам:

- а) конструкція з'єднання не повинна призвести до зменшення міцності деталей, які входять до його складу;
- б) забезпечення рівномірності (навантажувальна здатність не повинна бути меншою за навантажувальну здатність деталей з'єднання);
- в) забезпечення зрівноваженості та точності відносного розташування деталей з'єднання;
- г) забезпечення зручності збирання та розбирання (для роз'ємних з'єднань);
- д) забезпечення технологічності;
- е) забезпечення взаємозаміни деталей у з'єднанні;
- є) забезпечення простоти конструкції.

Різьбові з'єднання

Різьбові з'єднання виконують за допомогою кріпильних деталей-прогоничів, гвинтів, шпильок, різьбових муфт. Основним елементом різьбового з'єднання є *різь* – виступи, утворені на основній поверхні гвинтів або мутр і розташовані по гвинтовій лінії.

За формою основної поверхні розрізняють різь циліндричну та конічну.

За формою профілю розрізняють різі трикутні, прямокутні, трапецеподібні, круглі.

За напрямком гвинтової лінії розрізняють ліву та праву різі.

За числом заходів – одно-, багатозаходні різі.

Форма і розміри профілю різі характеризуються (рис.2.а): кроком різі p , висотою теоретичного профіля H , робочою висотою профілю h , кутом профілю α , зовнішнім діаметром d , внутрішнім діаметром d_1 , середнім діаметром d_2 , кутом підйому різі Ψ (рис. 2,б)

Основні типи різей

За призначенням розрізняють різі кріпильні та різі для гвинтових механізмів (для передачі руху). До кріпильних відносять: метричну (рис. 3, а), трубну (рис. 3, б); круглу (рис. 3, в). Різі для передачі руху: прямокутна, трапецеподібна симетрична, трапецеподібна несиметрична (упорна) (рис. 3, г – д).

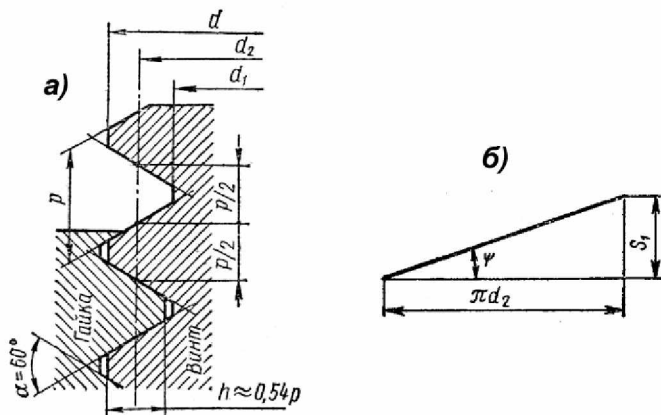


Рис. 2. Параметри різі

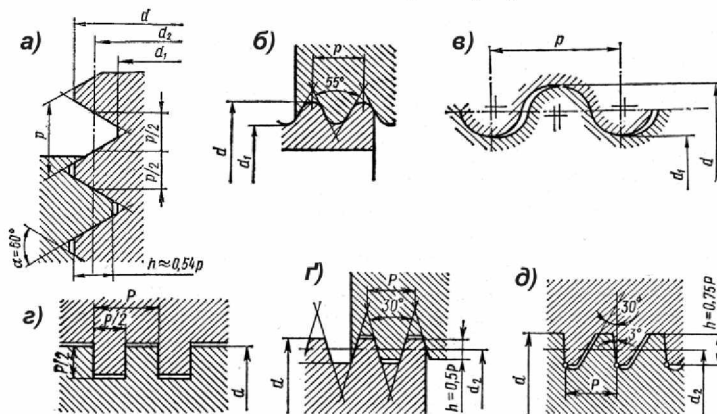


Рис. 3

Метрична різь – основна кріпильна різь. Має трикутний профіль з кутом $\alpha = 60^\circ$; буває з крупним і дрібним кроком. Метричну різь з крупним кроком ($p = 1 \div 6$ мм) застосовують при діаметрах $d = 1 \div 68$ мм. Ця різь, у незначній мірі, чутлива до спрацювання та похибок виготовлення. Метричну різь з дрібним кроком ($p = 0,5 \div 1,5$ мм) використовують у з'єднаннях, які працюють при динамічних навантаженнях, схильних до самовідвинчування, а також для виготовлення тонкостінних різьбових деталей (авіація, точна механіка, радіотехніка).

Трубна (дюймова) різь характеризується трикутним профілем з кутом $\alpha = 55^\circ$. Ця різь виконується без зазорів по виступах та западинах і з заокругленнями профілю. Діаметр різі заміряють у дюймах. Застосовують трубну різь для герметичного з'єднання труб і арматури (маслянки, штуцера). Високу щільність з'єднання дає конічна трубна різь.

Круглу різь застосовують для різьбових з'єднань, які несуть великі динамічні навантаження; з'єднань, які працюють у забрудненому середовищі з частим відгвинчуванням та загвинчуванням (пожежна арматура), а також у тонкостінних виробках, що вимагають герметичності. Цю різь зручно виготовляти способом відливки (з чавуну, скла, пластмас), а також видавлюванням на тонкостінних деталях.

Різь **прямокутна** не стандартизована та застосовується рідко.

Тrapeцeпoдiбнa різь виготовляється з симетричним і несиметричним профілями. Симетричну різь використовують для передачі реверсивного руху під навантаженням. Несиметричну – для одностороннього під навантаженням.

Залежність між моментом, прикладеним до мутри, та осьюовою силою гвинта

Розглянемо гвинт, який навантажений осьюовою силою F (рис. 4). Для загвинчування мутри до ключа необхідно прикласти момент $T_{зав.}$, а до стрижня гвинта реактивний момент T_p , який утримує стрижень від обертання. При цьому можна записати:

$$T_{зав.} = T_T + T_p, \quad (1)$$

де T_T – момент сил тертя на опорному торці мутри; T_p – момент сил у різі.

$$T_p = Ff \left(\frac{D_{сер}}{2} \right); \quad D_{сер} - \text{середній діаметр торця мутри, який визначаємо за}$$

формулою $D_{сер} = \frac{D_1 + d_{оме}}{2}$, де D_1 – зовнішній діаметр опорного торця мутри; $d_{оме}$ – діаметр отвору під гвинт; f – коефіцієнт тертя на торці. Момент сил у різі визначимо, розглядаючи мутру як повзун (рис. 5, а)

$$T_p = 0.5 F \cdot d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (2)$$

де F – осьова сила, ψ – кут підйому різі, φ – кут тертя в різі, d_2 – середній діаметр різі.

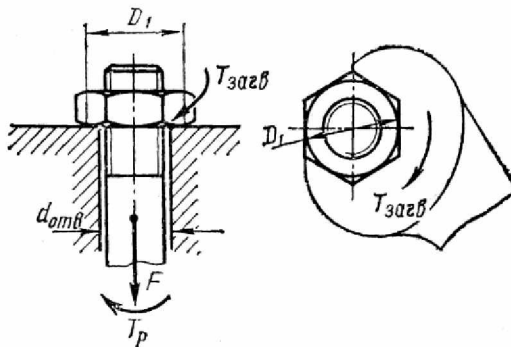


Рис. 4

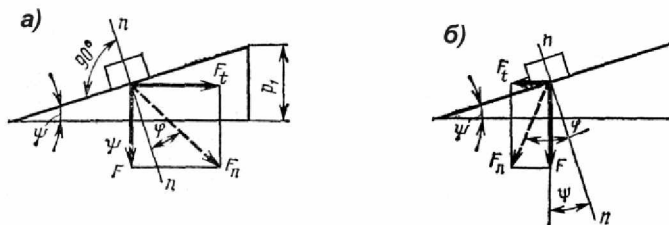


Рис. 5

Підставивши вирази для моментів у рівняння (1), отримаємо:

$$T_{зав.} = F \cdot d_2 \left[\left(\frac{D_{cep}}{d_2} \right) \cdot f + tg(\psi + \varphi) \right]. \quad (3)$$

Момент відгвинчування з урахуванням тертя на торці мутри за аналогією до формули (3):

$$T_{відг.} = 0,5 F d_2 \left[\left(D_{cep} / d_2 \right) \cdot f + tg(\varphi - \psi) \right]. \quad (4)$$

Умова самогальмування. ККД гвинтової пари. Умова самогальмування лише в різі без урахування тертя на торці мутри: $\psi < \varphi$. Всі кріпильні різі – самогальмівні. Для цих різей $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, а кут тертя $\varphi \approx 6^\circ \dots 16^\circ$. Ходові різі виконують як самогальмівними, так й несамогальмівними.

Враховуючи втрати лише в різі ($T_T = 0$), знайдемо ККД у гвинтовій парі

$$\eta = tg\psi / (\psi + \varphi). \quad (5)$$

У самогальмівній парі, де $\psi < \varphi$, $\eta < 0,5$ ККД зростає зі збільшенням ψ і зменшенням φ .

Для збільшення кута підйому різі ψ у гвинтових механізмах застосовують багатоходові різі.

Розрахунок на міцність стрижня гвинта (прогонича) при різних випадках навантаження

Стрижень гвинта навантажений лише зовнішньою розтягуючою силою (рис. 6).

Площу небезпечного перерізу оцінюють приблизно за внутрішнім діаметром d_1 різі.

Умова міцності за напругами розтягу у стрижні:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (6)$$

де $\frac{\pi d_1^2}{4}$ – площа поперечного перерізу гвинта.

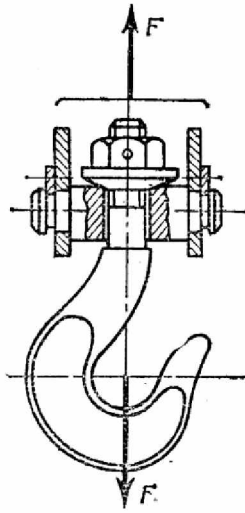


Рис. 6

Прогонич затягнутий, зовнішнє навантаження відсутнє

Прикладом є прогоничі для кріплення ненавантажених герметичних кришок та люків корпусів машин (рис. 7). Стрижень прогонича розтягується осьовою силою $F_{зат}$, яка виникає від затягування прогонича.

Напруга розтягу від сили $F_{зат}$:

$$\sigma = \frac{F_{зат}}{(\pi / 4) \cdot d_1^2} . \quad (7)$$

Напруга кручення від дії моменту T_p :

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0,5 F_{зат} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2 d_1^3} . \quad (8)$$

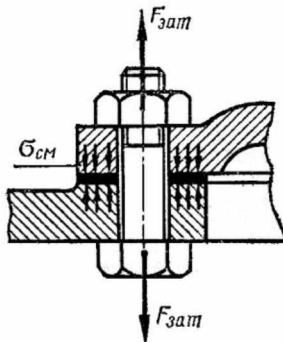


Рис. 7

Міцність прогонича визначається за еквівалентною напругою:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (9)$$

Для стандартних метричних різей $\sigma_{екв} \approx 1,3\sigma$, тому міцність прогоничів за спрощеною формулою визначається:

$$\sigma_{екв} = 1,3F_{зат} / \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot d_1^2 \right] \leq [\sigma]. \quad (10)$$

З'єднання навантажене силами, що зсувають деталі у стику (рис. 8).

Умова надійності цього з'єднання – це відсутність зсуву деталей в стику. Розглянемо два варіанти.

1. Прогонич поставлено без зазору (рис. 8, а). Проводячи розрахунок міцності з'єднання не враховують сили тертя в стику, так як затягування прогонича необов'язкове.

Умова міцності за напругами зрізу:

$$\tau = \frac{F}{\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (11)$$

де i – число площин зрізу (на рис. 8, а $i = 2$).

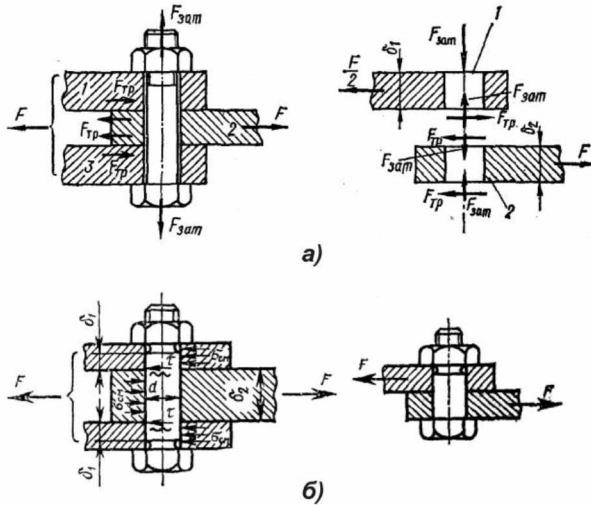


Рис. 8

Напруги змину визначаються:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{зм}], \text{ для середньої деталі,}$$

$$\text{а для крайньої деталі: } \sigma_{зм} = \frac{F}{2b_1d} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (12)$$

де δ_1, δ_2 – товщина деталей.

2. Прогонич поставлено з проміжком (рис.8б). Зовнішнє навантаження F зрівноважують сили тертя в стик, які утворюються від затягування прогонича. Умова відсутності зсуву деталей

$$F \leq F_{\text{тер}} = iF_{\text{зат}} f, \quad \text{або} \quad F_{\text{зат}} = KF/(if), \quad (12)$$

де i – число площин стику деталей; f – коефіцієнт тертя в стик; K – коефіцієнт запасу ($K = 1,3 \dots 1,5$ при статичному навантаженні, $K = 1,8 \dots 2$ – при змінному).

Прогонич затягнутий, зовнішнє навантаження розкриває стик деталей. Прикладом є прогонич для кріплення кришок резервуарів, навантажених тиском p рідини або газу (рис. 9). Затяжка прогоничів повинне забезпечити герметичність з'єднання або нерозкриття стику є під навантаженням.

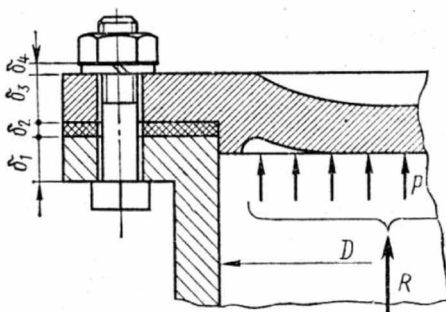


Рис. 9

Для даного випадку визначають:

а) розрахункове сумарне навантаження на прогонич

$$F_p = F_{\text{зат.}} + \chi F, \quad (13)$$

б) приріст навантаження на прогонич

$$F_n = \chi F \quad (14)$$

в) залишкове затягування стику від одного прогонича

$$F_{\text{ст.}} = F_{\text{зат.}} - (1 - \chi) F, \quad (15)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження. $F_{\text{зат.}} = K_{\text{зат.}} * F$, де $K_{\text{зат.}}$ – коефіцієнт затяжки ($K_{\text{зат.}} = 2,5 \dots 4$), F – зовнішнє навантаження з'єднання, що припадає на один прогонич.

Розрахунок з'єднань, які містять групу прогоничів

Розрахунок базується на визначенні навантаження для найбільш навантаженого прогонича. Далі розраховують міцність цього прогонича за формулами одного з вище розглянутих випадків.

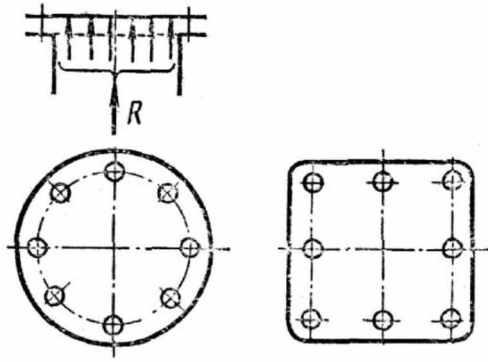


Рис. 10

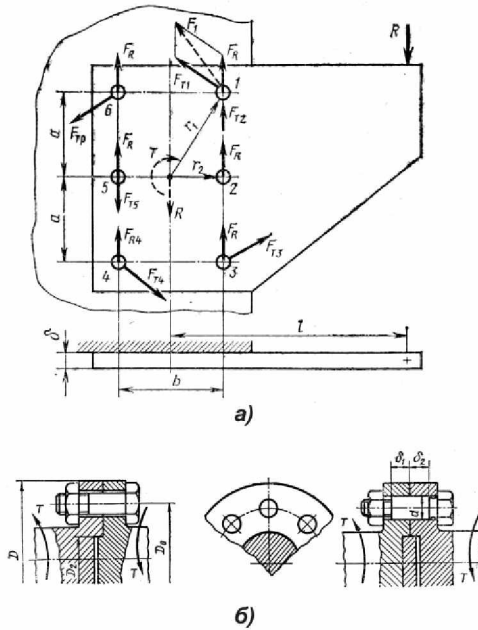


Рис. 11

Розрізняють три характерних випадки розрахунку з'єднань, що містять групу прогоничів:

- 1) рівнодіюче навантаження з'єднання перпендикулярне площині стику та проходить через центр ваги (рис. 10);
- 2) навантаження з'єднання зсуває деталі в стик (рис. 11);
- 3) навантаження з'єднання розкриває стик деталей (рис. 12).

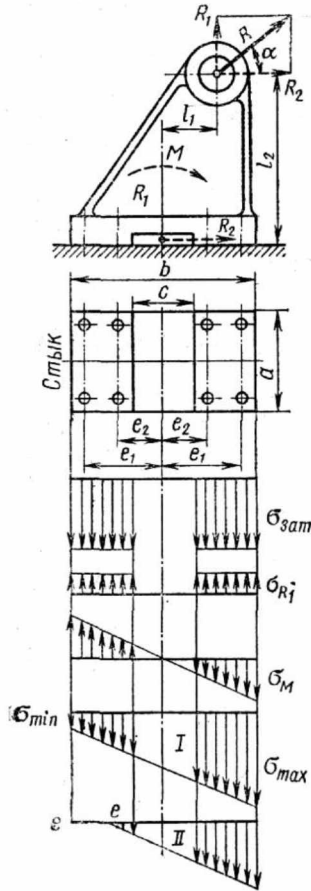


Рис. 12

Випадок 1. Рівнодіюче навантаження з'єднання перпендикулярне площині стику та проходить через центр ваги. Цей випадок характерний для з'єднань круглих та прямокутних кришок прогоначами, кришки навантажені тиском рідини або газу.

Зовнішнє навантаження на один прогонач:

$$F = \frac{R}{z}, \quad (16)$$

де z – число прогоначів. Розрахункове навантаження визначаємо за формулами:

$$F_p = F_{zam} = \lambda F \quad \text{та} \quad F_{zam} = K_{zam} \cdot F,$$

де K_{zam} – коефіцієнт затяжки ($K_{zam} = 1,25 \dots 2$)

Випадок 2. Навантаження з'єднання зсуває деталі в стик. Розглянемо на прикладі кріплення кронштейна до плити (рис. 11). Порядок розрахунку:

1. Силу R заміняємо такою ж силою, що прикладена в центрі ваги стиків і моментом $T = R \cdot l$. Навантаження від сили R розподіляється по прогоничам рівномірно.

2. Визначаємо навантаження на один прогонич від дії сили R : $F_p = \frac{R}{z}$.

3. Визначаємо навантаження на прогонич від дії моменту M .

4. Визначаємо сумарне навантаження кожного прогонича. Найбільше приймають за розрахункове. ($F_{\max} = F_p$).

У конструкції прогоничі можуть бути поставлені з зазором і без зазору. Якщо прогонич поставлено без зазору, його міцність розраховується за напруженнями зрізу та зминання [формули (11) та (12)]. Якщо ж прогонич поставлено з зазором визначаємо величину потрібної затяжки:

$$F_{\text{зат}} = \frac{KF_{\max}}{f}, \quad (17)$$

де $K = 1,3 \dots 2$ – коефіцієнт запасу; $F_{\max}$ – сила, що припадає на один прогонич.

Міцність прогоничів розраховуємо за формулою (9).

У якості другого прикладу розрахунку групи прогоничів при наявності зсуваючої сили розглянемо фланцеве з'єднання валів (рис. 11, б). Для прогоничів, що поставлені без зазору, розрахункове навантаження одного прогонича визначиться: $F = \frac{2T}{zD_0}$. Для прогоничів, поставлених із зазором:

$F = \frac{2KT}{zD_0f}$. У даних формулах: D_0 – діаметр розташування центрів прогоничів.

Випадок 3. Навантаження з'єднання розкриває стик деталей. Цей випадок розглянемо на прикладі кронштейна, який кріпиться до основи за допомогою прогоничів.

Порядок розв'язку: 1. Розкладаємо зовнішню силу R на складові R_1 і R_2 . Дію цих складових заміняємо дією сил R_1 і R_2 , які прикладені в центрі стиків, та дією моменту:

$$M = R_2 l_2 - R_1 l_1. \quad (18)$$

2. Виконуємо розрахунок з умови нерозкриття стиків:

$$\sigma_{\text{зат}} = F_{\text{зат}} \cdot \frac{z}{A_{\text{cm}}}, \quad (19)$$

де z – число прогоничів, A_{cm} – площа стиків. Це напруження затяжки зменшиться на величину: $\sigma_{R_1} \approx \frac{R_1}{A_{\text{cm}}}$.

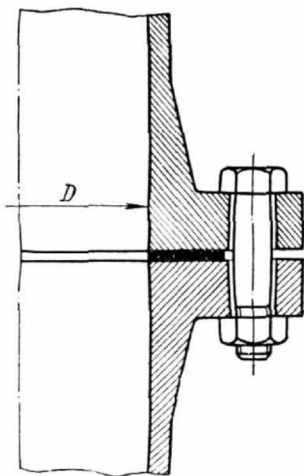


Рис. 13

У перерізі також діють напруження від згинаючого моменту: $\sigma_M \approx \frac{M}{W_{cm}}$, де W_{cm} – момент опору згину площі стику.

3. Визначаємо сумарну напруження в стикі:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_{\text{зам}}^+ \sigma_{R_1} + \sigma_M, \\ \sigma_{\min} &= \sigma_{\text{зам}}^+ \sigma_{R_1} - \sigma_M.\end{aligned}\quad (20)$$

Якщо $\sigma_{\text{зам}} >^+ \sigma_{R_1} + \sigma_M$ – стик не розривається.

4. Визначаємо:

$$\sigma_{\text{зам}} = K(\sigma_{R_1} + \sigma_M) \quad (21)$$

5. Знаходимо зусилля затяжки за (19).

Задача №1

Підібрати прогоничі зі сталі *Ст 4* для фланцевого з'єднання паропроводу (рис. 13), якщо: тиск пари в паропроводі $p = 15 \text{ ат} = 15 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$, внутрішній діаметр паропроводу $D = 300 \text{ мм}$, кількість прогоничів $z = 12$.

Розв'язок

У подібних конструкціях прогоничі повинні бути попередньо (під час монтажу) досить сильно затягнуті, щоб при дії робочого навантаження не порушилась герметичність стику.

1. Визначаємо сумарну силу затягування, що сприймається прогоничами:

$$F_{\text{зам}} = \frac{p\pi D^2}{4} = \frac{15 \cdot 9,81 \cdot 10^{-2} \cdot \pi \cdot 300^2}{4} = 104 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

2. Допустиме напруження для прогоничів із сталі *Ст 4* при $\sigma_T = 250 \text{ МПа}$:

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]}$, де σ_T – межа текучості для заданого матеріалу; $[n]$ – коефіцієнт

запасу міцності матеріалу, $[n] = 2$. Маємо: $[\sigma_p] = \frac{250}{2} = 125 \text{ МПа}$.

3. Скористаємося формулою, яка описує умову міцності з'єднань прогоничами, що навантажені осьовою силою та забезпечують геометричність з'єднання:

$$\sigma_p = \frac{4K_{зам} \cdot KF_{зам}}{z\pi d_p^2} \leq [\sigma_p]$$

де $K_{зам}$ – коефіцієнт затяжки $K_{зам} = 1,3$;

K – коефіцієнт навантаження, $K = 1,45..2,3$ приймаємо $K = 2,2$.

$F_{зам}$ – сила затяжки (див. вище);

z – кількість прогоничів ($z = 12$);

d_p – розрахунковий діаметр прогонича, $d_p \approx d - 0,9p$.

Розрахунковий діаметр прогонича:

$$d_1 = d_p \geq \sqrt{\frac{4K_{зам} \cdot K \cdot F_3}{z \cdot \pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 2,2 \cdot 104 \cdot 10^3}{12 \cdot \pi \cdot 125 \cdot 10^6}} = \sqrt{253 \cdot 10^{-3}} = 15,9 \text{ мм}.$$

За стандартом приймаємо прогонич М20, для якого $d = 20 \text{ мм}$;
 $d_1 = 17,294 \text{ мм}$, крок $P = 2,5 \text{ мм}$.

Задача №2

Розрахувати прогоничі, якими стійка кріпиться до плити (рис. 14), якщо відомо: $F = 17 \text{ кН}$; $a = 420 \text{ мм}$; $b = 80 \text{ мм}$.

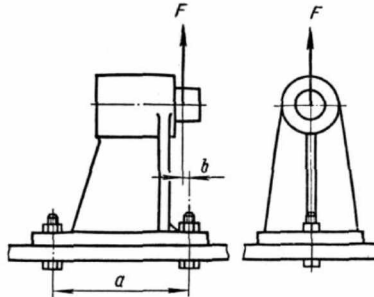


Рис. 14

Розв'язок

Приймаємо ширину основи стояка $B = 0,5 a = 210 \text{ мм}$; число прогоничів $z = 2$. Навантаження прикладене асиметрично та розкриває стик. Розрахунок прогоничів виконуємо з умови нерозкриття стик. Момент відносно центра ваги стик:

$$M = F \left(\frac{a}{2} - b \right) = 17 \cdot 10^3 \left(\frac{420}{2} - 80 \right) = 2210 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Рахуємо, що напруги згину від сили затяжки та розтягу від сили F розподіляються рівномірно по всій площині стик. Зусилля у прогоничах від зовнішньої сили F :

$$N = \frac{F}{z} = \frac{17}{2} = 8,5 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Зусилля у прогоничах від моменту:

$$F_m = \frac{M \cdot \ell_{\max}}{\sum \ell_i^2} = \frac{2210 \cdot 10^3 \cdot 210}{210^2 + 210^2} = 5262 H.$$

Тоді розрахункове навантаження, що діє на найбільш навантажений прогонич, визначиться:

$$F_p = 1,3F_3 + \chi(F_m + N),$$

де $\chi = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження; прийmemo $\chi = 0,25$, $F_{зам}$ – необхідна сила зтяжки з умови нерозкриття стику

$$F_{зам} = \frac{\sigma_{зам} \cdot A_{cm}}{z} = K \left(\frac{M}{W_{cm}} + \frac{F}{A_{cm}} \right) \cdot \frac{A_{cm}}{z},$$

де $A_{cm} = a \cdot B$ – площа основи стояка;

$W_{cm} = \frac{B \cdot a^2}{b}$ – момент опору стику;

$K = 1,3 \dots 2$ – коефіцієнт запасу. Приймаємо $K = 1,5$. Маємо:

$$\begin{aligned} F_{зам} &= K \left(\frac{6M}{Ba^2} + \frac{F}{ab} \right) \frac{ab}{z} = k \left(\frac{6M}{a} + F \right) : z = \\ &= 1,5 \left(\frac{6 \cdot 2210 \cdot 10^4}{420} + 17 \cdot 10^3 \right) : 2 = 36428 H. \end{aligned}$$

Тоді розрахункове навантаження:

$$F_p = 1,3 \cdot 36428 + 0,25(5262 + 8500) = 39868 H.$$

Приймаємо для прогоничів сталь $Cm3$, для якої $\sigma_m = 220 \text{ Мпа}$, [8], стор. 33, табл. 2.5. Приймаємо коефіцієнт запасу $[n] = 3$. Тоді допустима напруга матеріалу прогонича:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{[n]} = \frac{220}{3} = 73,3 \text{ МПа}.$$

Внутрішній діаметр прогонича (різі):

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}} = 1,13 \sqrt{\frac{39868}{73,3}} = 26,35 \text{ мм}.$$

За ГОСТ 8724 – 81 приймаємо різь $M30 \times 2$, для якої $d_1 = 27,835 \text{ мм}$; крок $P = 2 \text{ мм}$.

Задача №3

Розрахувати клемове прогоничеве з'єднання, яке б забезпечило передачу крутного моменту з важеля після прикладання до його кінця сили F на вал діаметром D . Відомо, що $D = 50 \text{ мм}$; $f = 0,2$ – коефіцієнт тертя; $F = 900 H$; $a = 580 \text{ мм}$.

Розв'язок

Клемовий важіль виконаний з роз'ємною маточиною (рис. 15). Для того, щоб запобігти повороту важеля, необхідно так притиснути клем до валу силою F_n , щоб виникли сили тертя $f \cdot F_n$. $f \cdot F_n \cdot D \geq F \cdot a$. З рис. 15 видно, що

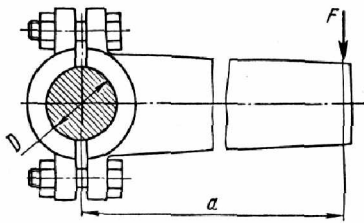


Рис. 15

сумарна сила зтяжки прогоничів
 $F_{зам} \cdot z = F_n$. Приймаємо число
 прогоничів $z = 2$. Тоді:

$$f \cdot F_{зам} \cdot z \cdot D = K \cdot F \cdot a. \quad (1)$$

Внутрішній діаметр різі
 визначиться:

$$d_1 = 1.3 \sqrt{\frac{F_{зам}}{f \cdot z \cdot D}}. \quad (2)$$

Приймаємо для прогоничів
 матеріал Ст3 з межею текучості
 $\sigma_t = 220 \text{ МПа}$.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності для зтягнутих прогоничів із
 вуглецевої сталі 1,5...2,2. Приймаємо $[s] = 2,0$. Допустимі напруження
 розтягу:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_t}{[s]} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа}.$$

Підставляємо це значення в формулу (2), маємо:

$$d_1 = 1.3 \sqrt{\frac{K \cdot F \cdot a}{f \cdot z \cdot D \cdot [\sigma_p]}} = 1.3 \sqrt{\frac{2 \cdot 900 \cdot 580}{0.2 \cdot 2 \cdot 50 \cdot 110}} = 28.3 \text{ мм}$$

Приймаємо різь метричну М33 з кроком $P = 3,5 \text{ мм}$, у якій
 $d_1 = 29.21 \text{ мм}$ (значення приймаємо більше за отримане в розрахунках).

Зварні з'єднання

Переваги, недоліки, застосування. У сучасному машинобудуванні і будівництві великого поширення набули нероз'ємні з'єднання, які здійснюються за допомогою зварювання (рис. 16).

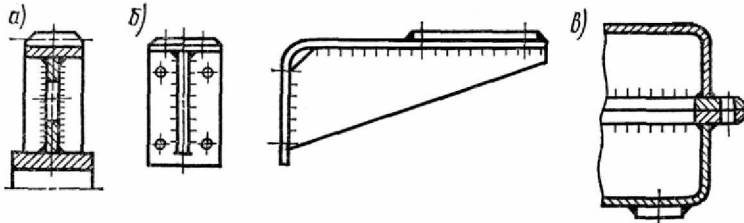


Рис. 16

Зварювання – технологічний процес утворення нероз'ємного з'єднання деталей і складальних одиниць за допомогою місцевого сплавлення або деформування з метою утворення міцних зв'язків між їхніми атомами та молекулами.

Є понад 60 методів зварювання, які поділяються на дві основні групи: зварювання плавленням (газове, аргонно-дугове, височастотне, дугове та ін.) і зварювання пластичним деформуванням (холодне, газопресове, контактне та ін.).

Застосовують і інші види зварювання: електрошлакове, атомно-водневе, дифузне, ультразвукове, та ін.

Переваги

1. Економія матеріалу (зварні конструкції в середньому, легші від клепаных на 20...25%).
2. Щільність і непроникність з'єднань.
3. Можливість з'єднувати деталі будь-яких криволінійних профілів довільної товщини.
4. Трудомісткість зварювального з'єднання значно менше від заклепкового.
5. Вартість малосерійних зварних конструкцій приблизно в два рази нижча від вартості сталюого литва або поковок.
6. Безшумність технологічного процесу зварювання і можливість автоматизації його.

Недоліки

1. Складність перевірки якості шва.
2. Можливість порушення фізико-хімічних властивостей з'єднаних деталей у зоні зварювання.
3. Висока концентрація напруг у зоні зварювальних швів.
4. Концентрація напруг знижує міцність з'єднання, особливо при ударних і вібраційних навантаженнях.

Основні види зварних з'єднань і типи швів.

Стикове з'єднання (рис. 17, а, б) двох деталей, розташованих в одній площині, є найраціональнішим видом зварного з'єднання. Характеризується високою міцністю (при всіх видах навантажень) і практично необмеженою товщиною з'єднувальних деталей виробу.

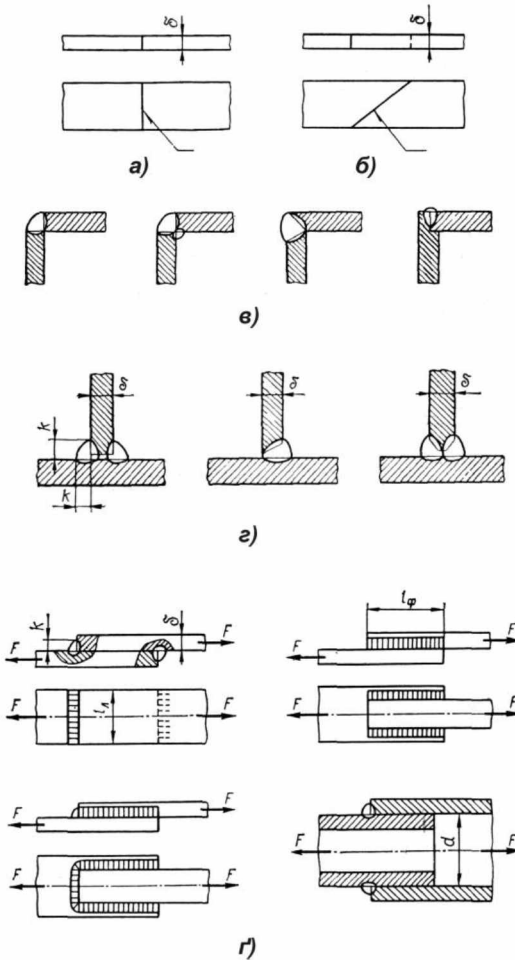


Рис. 17. Зварні з'єднання:

а, б – стикові, в – кутові, г – таврові, д – напускні

Кутове з'єднання (рис. 17, в) двох деталей, розташованих під будь-яким кутом (найчастіше 90°) і зварених у місці примикання їх країв, застосовують для виготовлення захисних засобів, тари, та інших виробів, деталі яких сприймають невеликі навантаження.

Таврове з'єднання – це зварне з'єднання, в якому до бічної поверхні однієї деталі виробу примикає під кутом і приварена торцем інша деталь (рис. 17, г). Характеризуються ці з'єднання простотою виконання й економічною витратою матеріалу.

У **напусткових** з'єднаннях з'єднувані деталі розташовані паралельно і частково перекривають одна одну (рис. 17, г).

Зварні шви утворюються в результаті кристалізації металу зварювальної ванни. Вони поділяються за такими ознаками: за протяжністю – неперервні і переривчасті; за положенням у просторі – на нижні, горизонтальні, вертикальні і стельові (рис. 18, а); за зовнішньою формою – на опуклі, плоскі і угнуті (рис. 18, б).

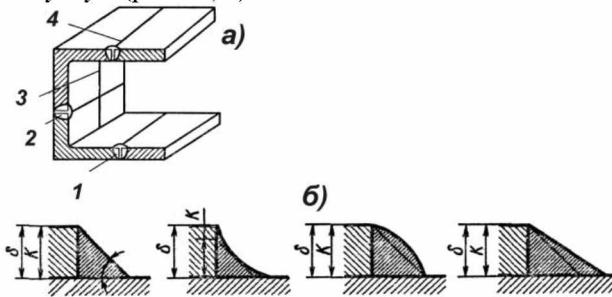


Рис. 18. Зварні шви. На схемі а: 1 – шов нижній, 2 – горизонтальний, 3 – вертикальний, 4 – стельовий

Залежно від напрямку валика шва і сили F , що діє на деталь напусткового з'єднання, умовно прийнято називати шви: **лобовими** – при перпендикулярному розташуванні сили F і валика шва (рис. 19, а), **фланговими** – при паралельному розташуванні валика шва і сили F (рис. 19, б) та комбінованими (рис. 19, в).

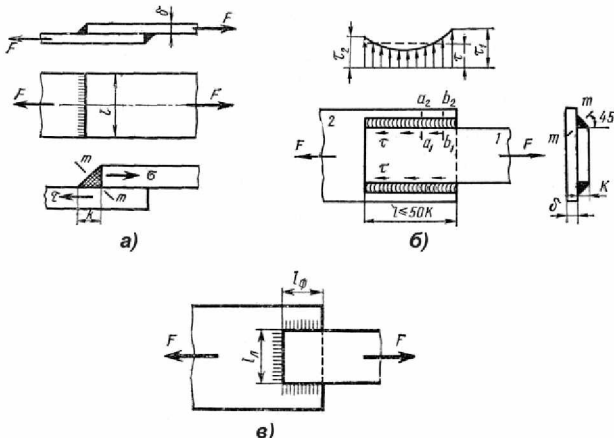


Рис. 19. Види напусткових з'єднань

Розрахунок зварних з'єднань

Стикові з'єднання розраховують лише за нормальними напруженнями розтягу (стиску):

$$\sigma_{p(c)} = \frac{F}{\ell \delta} \leq [\sigma'_{p(c)}], \quad (22)$$

де F – сила, що розтягує або стискує з'єднання; ℓ – довжина шва (рис. 20); δ – товщина з'єднувальних деталей; $[\sigma'_{p(c)}]$ – допустиме напруження розтягу (стиску) зварного шва.

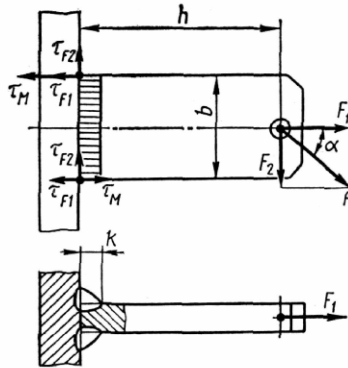


Рис. 20

Для напусткових з'єднань рівняння міцності шва має вигляд:

$$\tau_{zp} = \frac{F}{A_{zp}} = \frac{F}{0,7k \cdot l} \leq [\tau_{zp}], \quad (23)$$

де l – сумарна довжина шва; k – катет шва (рис. 18); A_{zp} – площа розрахункового (небезпечного) перерізу.

Для з'єднань із кількома швами за розмір l беруть сумарну довжину швів, наприклад для з'єднання комбінованими швами (рис. 19, в) $l = 2l_\phi + l_\lambda$, тут l_λ – довжина лобового, а l_ϕ – довжина флангового швів.

Міцність таврових з'єднань, здійснених кутовими зварними швами без підготовки кромки, оцінюють за напруженнями зрізу в зварних швах. Згідно з схемою навантаження (рис. 20) максимальне напруження зрізу виникає в точках кінців шва і дорівнює:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F_1} + \tau_{F_M})^2 + \tau_{F_2}^2} \leq [\tau]', \quad (24)$$

де $\tau_{F_1} = \frac{F_1}{2 \cdot 0,7kb}$; $\tau_{F_M} = \frac{M}{2W_0} = \frac{3M}{0,7kb^2}$; $\tau_{F_2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7kb}$ – напруження зрізу від дії відповідних навантажень.

$W_0 = \frac{0.7kb^2}{6}$ – осьовий момент опору перерізу одного шва в площині його руйнування.

Задача №1

Розрахувати шов, що з'єднає два листи завтовшки $\delta = 8 \text{ мм}$ із сталі Ст3. Рис.(21), якщо $F = 50 \text{ кН}$. Зварювання ручне електродом E42.

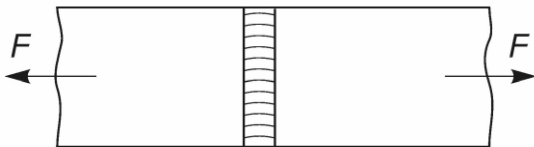


Рис. 21

Розв'язок

1. Визначаємо допустиме напруження розтягу основного металу, прийнявши для Ст3 $\sigma_T = 225 \text{ МПа}$ і потрібний коефіцієнт запасу міцності $[n] = 1,4$, дістанемо:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{225}{1,4} \approx 161 \text{ МПа}.$$

2. За допомогою табл. 3.1 [1], стор. 9 визначаємо допустиме напруження шва при розтягу

$$[\sigma'_p] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 161 = 97 \text{ МПа}.$$

1.3 рівняння міцності $\sigma_p F / l \delta \leq [\sigma'_p]$ дістанемо:

$$l \geq F / (\delta [\sigma'_p]) = 50 \cdot 10^3 / (8 \cdot 10^{-3} \cdot 97 \cdot 10^6) = 64,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Додаємо (5...10) мм можливий непровар на початку і кратер у кінці шва, приймаємо $l = 85 \text{ мм}$.

Задача №2

Розрахувати лобовий шов (рис. 22) що з'єднає два листи завтовшки $\delta = 8 \text{ мм}$ зі сталі Ст3. Розтягуюча сила $F = 100 \text{ кН}$. Зварювання ручне електродом E42. У розрахунках прийняти: коефіцієнт запасу міцності $[n] = 1,45$.

Розв'язок

1. Допустиме напруження розтягу основного металу:

$$[\sigma_p] = \frac{[\sigma_T]}{[n]},$$

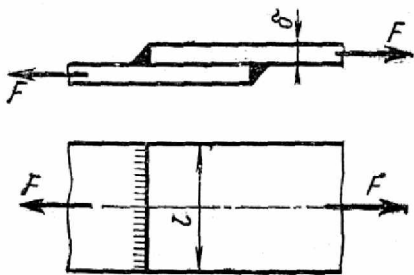


Рис.

де $[\sigma_r]$ – межа текучості для Ст. 3,

$$[\sigma_r] = 200 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_p] = 200/1,45 = 137,9 \text{ МПа.}$$

2. Допустиме напруження шва при зрізі:

$$[\tau_{zp}]_e = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \cdot 137,9 = 82,7 \text{ МПа.}$$

3. З рівняння міцності:

$$\tau_{zp} = F/(2 \cdot 0,7kl) \leq [\tau_{zp}]',$$

приймаючи $k = \delta = 8 \text{ мм}$,

дістаємо

$$l \geq F/(1,4 k [\tau_{zp}]') =$$

$$= 100 \cdot 10^3 / 1,4 \cdot 8 \cdot 82,7 = 107,9 \approx 108 \text{ мм.}$$

Враховуючи можливість технологічних дефектів зварювання приймаємо:

$$l' = l + 5 \text{ мм} = 113 \text{ мм.}$$

Задача №3

Розрахувати зварний металевий кронштейн, який являє собою стикове з'єднання двох труб із зовнішнім діаметром $D = 114 \text{ мм}$. З'єднання знаходиться під дією осьового розтягуючого навантаження $F = 0,2 \text{ МН}$ (рис. 23). Матеріал труб – сталь Ст 3, для якої $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$.

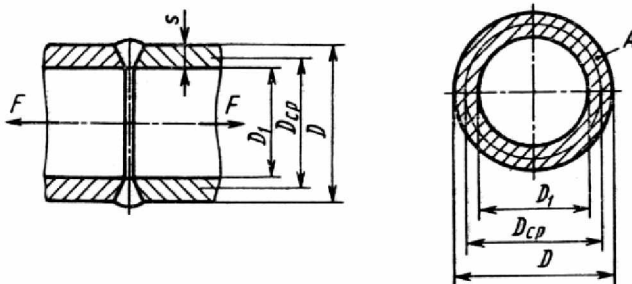


Рис. 23

Розв'язок

1. З умови міцності на розтяг:

$$[\sigma_p] = F/(\pi D_{\text{сеп}} S) \leq [\sigma_p]' \text{ визначаємо товщину стінки труби } S = F/(\pi D_{\text{сеп}} [\sigma_p]).$$

Умовно за ГОСТ 3262-75 прийmemo $D_{\text{сеп}} \approx 105 \text{ мм}$ ($D_{\text{сеп}} = D - S$).

$$\text{Тоді, } S = 0,2 \cdot 10^6 / (\pi \cdot 0,105 \cdot 160 \cdot 10^6) = 0,0038 \text{ м} = 3,8 \text{ мм.}$$

2. За ГОСТ 3262-75 підбираємо трубу з зовнішнім діаметром 114 мм, товщиною 4,5 мм, умовним проходом 100 мм.

3. Для виконання шва вибираємо ручне дугове зварювання електродом Э42.

4. Допустиме напруження для зварного шва:

$$[\sigma_p]' = 0,9 \cdot [\sigma_p] = 0,9 \cdot 160 = 144 \text{ МПа.}$$

З'єднання деталей з натягом. Загальна характеристика

З'єднання двох деталей по циліндричній поверхні можна здійснити безпосередньо, без застосування прогоничів, шпонок та т.п. для цього треба між посадочними поверхнями, наприклад, вала (охоплюваної деталі) і втулки (охоплюючої деталі), забезпечити *натяг* (рис. 24).

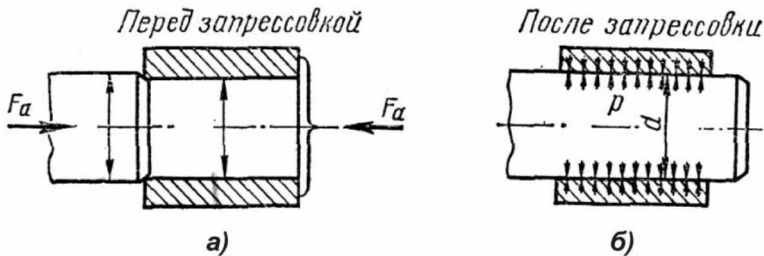


Рис. 24

Натяг – додатна різниця між розмірами вала d й отвору D_0 до складання (рис. 24, а): $N = d - D_0 > 0$

Після збирання, внаслідок пружних і пластичних деформацій, діаметр d стає спільним, а на поверхні посадки виникає питомий тиск P і відповідні йому сили тертя (рис. 24, б), які забезпечують нерухомість з'єднання.

З'єднання з натягом називають також пресовими.

Складання пресового з'єднання виконують наступними способами:

- 1) пресування;
- 2) нагрівання втулки;
- 3) охолодження вала.

Переваги з'єднання: 1. Простота та технологічність. 2. Забезпечує добре центрування спряжених деталей і сприймання динамічних навантажень.

Недоліки: 1. Необхідність застосування печей, охолоджуючих пристроїв або потужних пресів. 2. Трудомісткість розбирання. 3. Залежність навантажувальної здатності з'єднання від ряду факторів, які важко врахувати. 4. Наявність високих напруг у деталях після складання та зменшення їхнього опору втомленості внаслідок концентрації тисків біля границь отвору.

Міцність з'єднання

Розраховуючи пресові посадки розглядають умови міцності (нерухомості) з'єднання, а також умови міцності деталей.

Умова міцності з'єднання, яке навантажене осьовою силою (рис. 25):

$$KF_a \leq f p \pi d \ell, \quad (25)$$

де p – тиск на поверхні контакту;

$K \approx 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу;

f – коефіцієнт тертя,

ℓ – довжина лінії контакту.

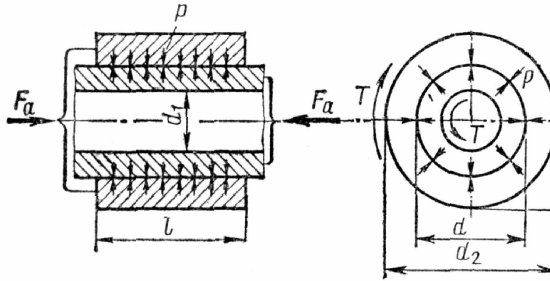


Рис. 25

Умова міцності з'єднання, яке навантажене крутним моментом:

$$K \cdot T \leq f p d^2 \ell / 2. \quad (26)$$

При одночасній дії T і F_a :

$$K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq f \cdot p \pi d \ell, \quad (27)$$

де $F_t = \frac{2T}{d}$ – колова сила.

Питомий тиск на поверхні контакту визначається:

$$p = N / [d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2)], \quad (28)$$

де N – розрахунковий натяг; C_1 і C_2 – коефіцієнти:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

де E_1 і E_2 , μ_1 і μ_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів валу та втулки.

Задача №1

Розрахувати циліндричне з'єднання з натягом, яке складається із зубчастого вінця і ступиці черв'ячного колеса. Діаметр посадочної поверхні $d = 215 \text{ мм}$, її довжина $l = 36 \text{ мм}$, діаметр отвору для вала в центрі колеса $d_1 = 48 \text{ мм}$, діаметр кола западин зубчастого вінця $d_f = 235 \text{ мм}$ і момент, який передає колесо $T = 950 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Матеріал зубчастого вінця – бронза БрАЖ9-4, центр колеса – чавун СЧ15.

Розв'язок

1. Знайдемо мінімальний допустимий тиск, який потрібно створити на посадочних поверхнях, для передачі заданого крутного моменту:

$$[P_{\min}] = \frac{2T}{f\pi d^2 l} = \frac{2 \cdot 950 \cdot 10^3}{0,07 \cdot 3,14 \cdot 215^2 \cdot 36} = 5,2 \text{ МПа} \quad [9], \text{ стор. 333.}$$

2. Тоді мінімальний розрахунковий натяг:

$$N'_{\min} = [P_{\min}] \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad [1], \text{ стор. 334.}$$

де C_1, C_2 – коефіцієнти Ляме;

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{48}{215} \right)^2}{1 - \left(\frac{48}{215} \right)^2} - 0,25 = 0,85 ;$$

$\mu_1 = 0,25$ – коефіцієнт Пуансона для чавуна СЧ15;

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{215}{235} \right)^2}{1 - \left(\frac{215}{235} \right)^2} + 0,33 = 11,6 ;$$

$\mu_2 = 0,33$ – коефіцієнт Пуансона для бронзи БрАЖ9-4.

Модулі пружності:

- для чавуна СЧ15 $E_1 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

- для бронзи БрАЖ9-4 $E_2 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Тоді:

$$N'_{\min} = 5,2 \cdot 215 \cdot \left(\frac{0,85}{1,3} + \frac{11,6}{1,1} \right) \cdot \frac{1}{10^5} = 0,125 \text{ мм} = 125 \text{ мкм}$$

3. Визначаємо величину мінімально допустимого натягу:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + \gamma_m + \gamma_t = 125 + 19,6 = 144,6 \text{ мкм} ,$$

де γ_m – поправка, яка враховує змінання поверхні $R_{z_1} = 6,3 \text{ мкм}$,

$R_{z_2} = 10 \text{ мкм}$:

$$\gamma_m = 1,2 \cdot (R_{z_1} + R_{z_2}) = 1,2 \cdot (6,3 + 10) = 19,6 \text{ мкм} ;$$

γ_t – поправка, яка враховує різницю робочої температури, $\gamma_t = 0$, так як з'єднання пресоє.

4. Визначаємо максимально допустимий натяг з'єднання з умови міцності деталей з'єднання:

$$P_1 = 0,58 \cdot \sigma_{\tau_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 130 \cdot \left[1 - \left(\frac{48}{215} \right)^2 \right] = 71,6 \text{ МПа} ;$$

$$P_2 = 0.58 \cdot \sigma_{t_2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0.58 \cdot 200 \cdot \left[1 - \left(\frac{215}{235} \right)^2 \right] = 18.9 \text{ МПа};$$

тут: $\sigma_{t_1} = 130 \text{ МПа}$ – границя текучості чавуна;

$\sigma_{t_1} = 130 \text{ МПа}$ – границя текучості бронзи.

В якості $[P_{\max}]$ приймаємо менше з цих 2-х значень, тобто $[P_{\max}] = 18.9 \text{ МПа}$.

Знайдемо величину найбільшого розрахункового натягу:

$$\begin{aligned} N'_{\max} &= [P_{\max}] \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = \\ &= 18.9 \cdot 215 \cdot \left(\frac{0.85}{1.3} + \frac{11.6}{1.1} \right) \cdot \frac{1}{10^5} = 0.454 \text{ мм} = 454 \text{ мкм} \end{aligned}$$

5. Визначаємо величину максимально допустимого натягу:

$$\begin{aligned} [N_{\max}] &= N'_{\max} + u = N'_{\max} + 1.2 \cdot (R_{Z_1} + R_{Z_2}) = \\ &= 454 + 1.2 \cdot (6.3 + 10) = 473.6 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Посадку вибираємо таким чином, щоб $N_{\min} \geq [N_{\min}]$ і $N_{\max} \geq [N_{\max}]$, де $N_{\min}$ і $N_{\max}$ відповідно мінімальний і максимальний натяги вибраної посадки.

За таблицею допусків і посадок знаходимо посадки $215 \frac{H7}{u7}$ і $215 \frac{H8}{u8}$. Допуски в системі отвору для $\frac{H7}{u7} \left(\begin{smallmatrix} +46 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$, у системі вала $\left(\begin{smallmatrix} 304 \\ 258 \end{smallmatrix} \right)$.

Тоді: $N_{\min} = 258 - 46 = 212 \text{ мкм} > [N_{\min}] = 144.6 \text{ мкм}$;

$N_{\max} = 304 - 0 = 304 \text{ мкм} < [N_{\max}] = 473.6 \text{ мкм}$.

Для посадки $\frac{H8}{u8} \left(\begin{smallmatrix} -72 \\ 0 \end{smallmatrix} \right), \left(\begin{smallmatrix} 330 \\ 258 \end{smallmatrix} \right)$

$N_{\min} = 258 - 72 = 186 \text{ мкм} > [N_{\min}] = 144.6 \text{ мкм}$;

$N_{\max} = 330 - 0 = 330 \text{ мкм} < [N_{\max}] = 473.6 \text{ мкм}$.

Приймаємо посадку $215 \frac{H8}{u8}$.

Шпонкові та зубчаті (шліцьові) з'єднання

Шпонкові з'єднання. Всі основні види шпонок можна розділити на клинові та призматичні. Перша група шпонок утворює *напружені*, а друга – *ненапружені з'єднання*. Розміри шпонок, допуски на них стандартизовані.

Переваги. Простота конструкцій та відносно низька ціна.

Недоліки. З'єднання послаблює вал і маточину шпонковими пазами; концентрація напружень в зоні шпонкової канавки зменшує опір вала; міцність з'єднання нижче міцності вала та маточини; необхідність підгонки або підбору шпонки по пазу.

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюються призматичними і сегментами шпонками.

Призматичні шпонки за призначенням розділяють на звичайні (рис. 27, а) та напрямні (рис. 27, б). Звичайні бувають із скругленими або плоскими торцями.

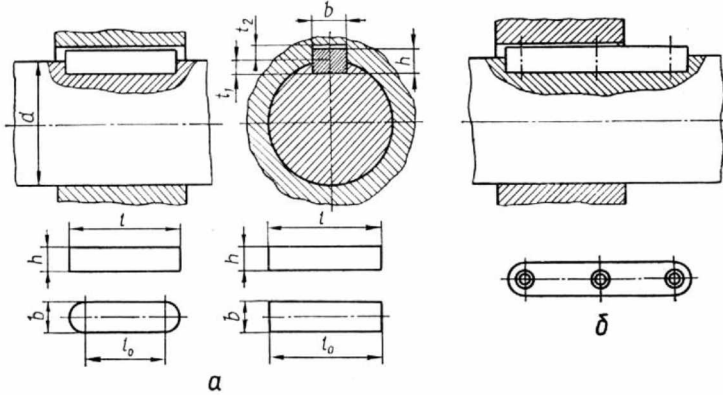


Рис. 27

Згідно зі стандартом регламентуються геометричні параметри: b – ширина шпонки; h – висота, t_1 – глибина пазу на валі, t_2 – глибина пазу у втулці. Довжину шпонки вибираємо за шириною деталі, розміщеної на валу. Робоча довжина призматичної шпонки з плоскими торцями $l_p = l$, зі скругленими $l_p = l - b$.

Сегментні шпонки. З'єднання за допомогою цієї шпонки показано на рис. 28. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує стійке положення. Однак глибокий паз послаблює вал.

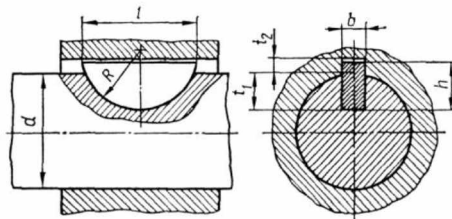


Рис. 28

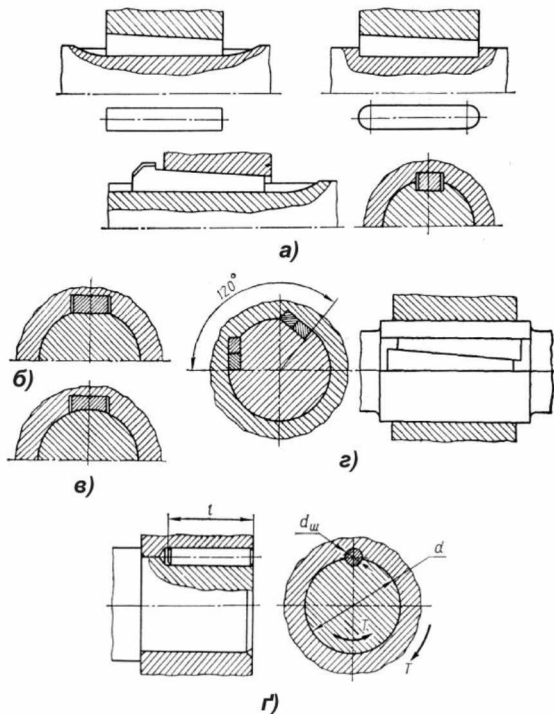


Рис. 29

Напружені шпонкові з'єднання. Здійснюються за допомогою клинових і циліндричних шпонок. Клинові за способом розміщення на валах бувають врізні (рис. 29, а), на лисці (рис. 29, б), фрикційні (рис. 29, в) і тангенційні (рис. 29, г). Клинові шпонки спричиняють зміщення осі маточини відносно осі вала.

Циліндричні шпонки (рис. 29, г) – це циліндричні штифти, що вставляються в отвори по посадках з натягом. Використовують для закріплення деталі на кінці вала.

Розрахунок шпонкових з'єднань.

З'єднання призматичною шпонкою

Умова міцності для з'єднання призматичною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{[dl_p(h-t_1)]} \leq [\sigma_{зм}], \quad (29)$$

де T – обертовий момент; d – діаметр вала; l_p – робоча довжина шпонкового з'єднання; h – висота шпонки; t_1 – глибина пазу на валі під шпонку; $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження змину.

Умова міцності з'єднання сегментною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{[dl(h-t_1)]} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (30)$$

Зубчаті з'єднання. Ці з'єднання утворюються при наявності зовнішніх зубців на валу та внутрішніх зубців в отворі маточини. Всі розміри стандартизовані.

За формою профілю розрізняють три типи з'єднань: прямобічні, евольвентні і трикутні (рис. 30, а, б, в).

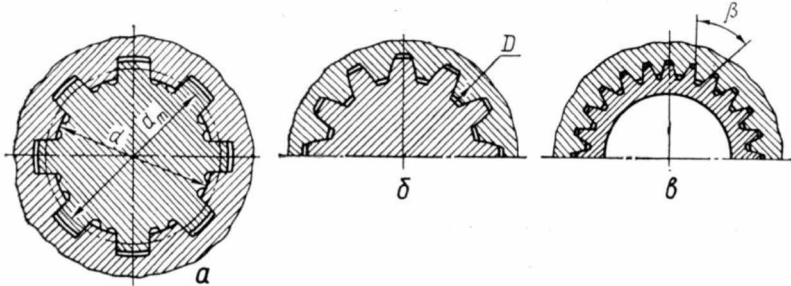


Рис. 30

Переваги. Порівняно з шпонковими ці з'єднання забезпечують більш рівномірний розподіл навантаження поверхні контакту; більш точне центрування деталей на валу; краще напрямлення деталей при переміщенні їх уздовж вала.

Розрахунок зубчастих з'єднань

Основним критерієм роботоздатності цих з'єднань є опір робочих поверхонь зминанню та спрацюванню.

Напруження зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T}{z \cdot h \cdot d_m \cdot l} \leq [\sigma_{зм}], \quad (31)$$

де z – число зубців у з'єднанні; h – висота робочої поверхні контакту зубів; d_m – середній діаметр з'єднання; l – його довжина.

Розрахунок на спрацювання виконують за умовою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{zhd_m l} \leq \frac{[\sigma_{спр}] K_N}{K_E K_{oc} K_c}, \quad (32)$$

де $[\sigma_{спр}]$ – умовне допустиме напруження; K_N – коефіцієнт числа циклів навантаження зубців; K_E – коефіцієнт режиму навантаження; K_{oc} – коефіцієнт рухомості з'єднання вздовж осі; K_c – коефіцієнт умов змащення.

Задача №1

Розрахувати рухоме з'єднання прямозубої шестерні коробки передач із валом, якщо відомо: $T=230 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n=1450 \text{ хв}^{-1}$; строк служби з'єднання $L_h=10000 \text{ годин}$, режим навантаження II, діаметр вала $d=40 \text{ мм}$, діаметр зубчатого вінця $d_w=75 \text{ мм}$, ширина вінця $b=20 \text{ мм}$. Матеріал робочих поверхонь сталь 40Х, термообробка-покращення HB 270, середня умова машинення. З'єднання розрахувати в двох варіантах – шпонкове і зубчасте.

Розв'язок

Для з'єднання призматичною шпонкою за ГОСТ 10748-79 для $d=40 \text{ мм}$ знаходимо $b=12 \text{ мм}$, $h=8 \text{ мм}$. За формулою (29) при $[\sigma_{зм}] \approx 25 \text{ МПа}$, [3], стор. 78 визначаємо робочу довжину шпонки $l_p = 4 \times 230 \times 10^3 / (25 \times 8 \times 40) = 115 \text{ мм}$.

Для зубчатого з'єднання середньої серії за ГОСТ 1139 знаходимо $z=8$, $d=36 \text{ мм}$, $f=0,4 \text{ мм}$, $D=42 \text{ мм}$. При цьому $d_m=0,5(D+d)=0,5(42+36)=39 \text{ мм}$, $h=0,5(D-d)-2 \times f=0,5(42-36)-2 \times 0,4=2,2 \text{ мм}$.

$$\text{Питомий статичний момент: } S_F = \frac{z \cdot h \cdot d_m}{2} = \frac{8 \times 2,2 \times 39}{2} \approx 343 \text{ мм}^2.$$

З умови міцності на зминання за формулою (31) при $[\sigma_{зм}] = 20 \text{ МПа}$ знаходимо $l = 230 \times 10^3 / 343 \times 20 = 33,5 \text{ мм}$. Приймаємо довжину з'єднання $l = 35 \text{ мм}$.

Перевіримо l за умовою міцності на спрацювання (32), для цього попередньо визначимо: $\psi = \frac{d_m}{d_w} = \frac{39}{75} = 0,52$; $\varepsilon=0,21$, $[\sigma_{ср}] = 35 \text{ МПа}$.

Далі розрахуємо сумарне число оборотів з'єднання за час його експлуатації:

$$N = 60 \times L_h \times n = 60 \times 10000 \times 1450 = 8,7 \times 10^8, \quad \text{тоді} \quad K_N = \sqrt[3]{\frac{10^8}{N}} = \sqrt[3]{\frac{10^8}{8 \cdot 10^8}} = 0,486.$$

$$K_{OC} = 1,25; K_C = 1; K_E = 0,63.$$

За формулою (32) маємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{T \cdot 10^3}{S_F \cdot l} = \frac{230 \cdot 10^3}{(343 \cdot 35)} = 19,2 < \frac{35 \cdot 0,486}{0,63 \cdot 1,25} = 21,6 \text{ МПа}.$$

Умова задовольняється.

Висновок: довжина маточини при зубчатому з'єднанні значно менша ($\approx$ в 3,5 рази).

Клемові з'єднання

Клемові з'єднання застосовують для закріплення на валах та інших циліндричних елементах таких деталей, як кривошипи, важелі, шківні, якщо вони вимагають частих перестановок. Такі з'єднання передають зовнішні навантаження за рахунок сил тертя, створених відповідною затяжкою прогоничів або гвинтів.

Класифікація. Існують клемові з'єднання з нероз'ємною маточиною та з'єднання з роз'ємною маточиною (відповідно рис. 31, а, б).

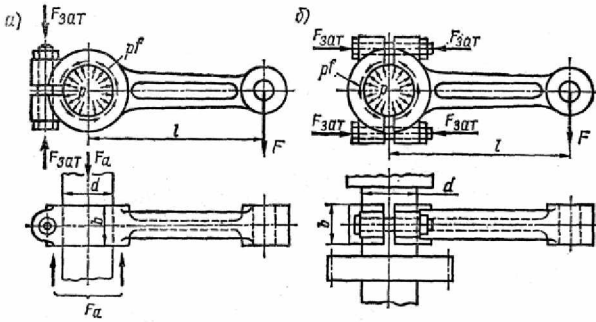


Рис. 31

Розрахунок на міцність

Клемове з'єднання з роз'ємною маточиною розраховується за умовами міцності:

$$pf\pi db \frac{b}{2} \geq T, \quad pf\pi db \geq F_a, \quad (33)$$

де $p = \frac{2F_{зат}}{db}$; f – коефіцієнт тертя; b – ширина маточини; d – діаметр вала.

Клемове з'єднання з нероз'ємною маточиною розраховується за умовами міцності:

$$F_n d = F_n f d \geq T, \quad 2F_n f \geq F_a, \quad (34)$$

де F_n – реакція в місті контакту; f – коефіцієнт тертя. З умови рівноваги половини клеми $F_n = 2F_{зат}$, де $F_{зат}$ – сила затяжки прогоничів.

Заклепкові з'єднання

З'єднання, що здійснюється заклепками (рис. 32), належить до категорії нероз'ємних.

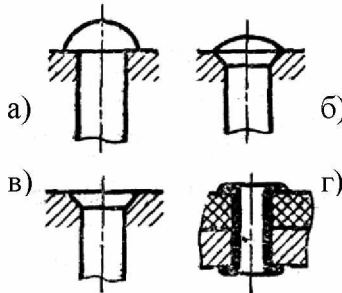


Рис. 32

Переваги. 1. Висока міцність і надійність з'єднання. 2. Простота контролю якості з'єднання. 3. Можливість з'єднання деталей із будь-яких матеріалів. 4. Незмінність фізико-хімічних властивостей матеріалів з'єднувальних деталей у процесі клепання. 5. Висока працездатність при ударних і повторно-змінних навантаженнях.

Недоліки. 1. Неповне використання матеріалу з'єднуваних деталей внаслідок послаблення їх заклепковими отворами. 2. Складність технологічного процесу виготовлення клепаних конструкцій. 3. З'єднання деталей у стик потребує застосування спеціальних накладок, що призводить до додаткового збільшення маси конструкцій. 4. Заклепки і з'єднувані деталі повинні бути одномірними, з однаковим температурним коефіцієнтом лінійного розширення.

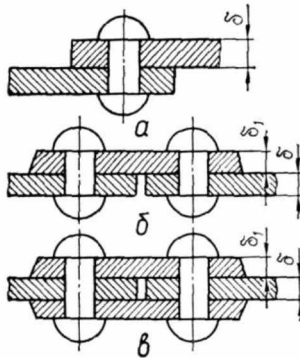


Рис. 33. Заклепкові з'єднання:

а – напусткове однорядне з одним зрізом; б, в – стикові з'єднання

Заклепка – металевий стрижень циліндричної форми з головкою на кінці. Виготовляють заклепки із каліброваних прутків. Найпоширеніші заклепки із сталі *Ст1*, *Ст2*, *Ст3*, *10*, *15*, мідних та алюмінієвих сплавів. За формою головки розрізняють (рис. 32) заклепки з напівкруглою головкою (*а*) з напівпотайною (*б*), потайною (*в*) головками, трубчасті заклепки (*г*).

Класифікація заклепкових швів подано на рис. 33.

Розрахунок заклепкових з'єднань

Оскільки основні розмірні параметри заклепкового шва (діаметр заклепок, їхній крок, відстань між рядами) попередньо можуть бути вибрані за рекомендаціями в літературі, розрахунок на міцність заклепкових з'єднань виконується як перебірковий або в результаті розрахунку визначають потрібну кількість заклепок у з'єднанні.

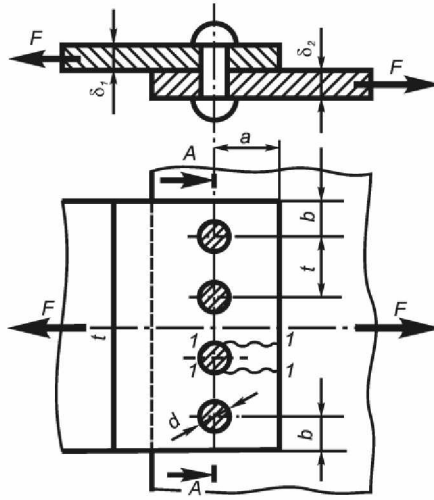


Рис. 34

Для прикладу розглянемо схему, подану на рис. 34. Для даного з'єднання виконуємо наступні розрахунки:

1. Розрахунок на зріз заклепок

$$\tau_{zp} = F / z \cdot A_{zp} \leq [\tau_{zp}], \quad (35)$$

де z – кількість заклепок; $A_{zp} = i\pi d_0^2 / 4$ – площа зрізу однієї заклепки, i – кількість площин зрізу, d_0 – діаметр отвору під заклепку.

2. Розрахунок заклепки та з'єднаних листів на зминання:

$$\sigma_{zm} = \frac{F}{zd\delta_1} \leq [\sigma_{zm}], \quad (36)$$

де δ_1 – товщина меншого листа.

3. Перевіряється міцність листа на розтяг в ослабленому перерізі А-А:

$$\sigma_p = \frac{F}{(\delta_1(l - zd))} \leq [\sigma_p]. \quad (37)$$

4. Перевіряється міцність на зріз одночасно у двох площинах 1-1:

$$\tau'_{zp} = \frac{F}{[2z\delta_1(a - 0,5d)]} \leq [\tau'_{zp}], \quad (38)$$

За умовами міцності (35) – (38) можна виконати перевірковий розрахунок заклепкового з'єднання з відомими розмірами.

Задача №1

Знайти діаметр заклепок, товщину з'єднувальних штаб і накладок із сталі Ст 3, а також ширину заклепкового з'єднання на рис. 35, якщо $F=180 \text{ кН}$.

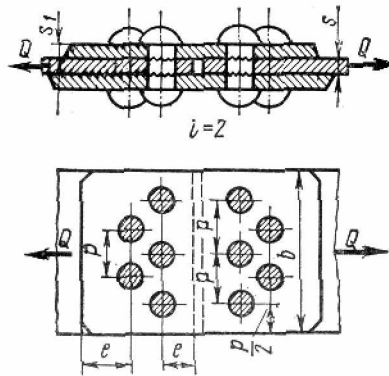


Рис. 35

Розв'язок

1. Прийmemo допустимі напруги для деталей з'єднання (Ст 3): $[\sigma_p]=160 \text{ МПа}$; $[\sigma_{зм}]=240 \text{ МПа}$; $[\tau_{зр}]=140 \text{ МПа}$ – для просвердлених отворів.
2. З рівняння міцності заклепок на зріз:

$$\tau_{зр} = F/z \cdot A_{зр} = 4F/(z \cdot i \cdot \pi \cdot d_0^2) \leq [\tau_{зр}];$$

при $i=2$ та $z=5$ (див. рис.) знаходимо діаметр отворів під заклепки:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{z \cdot i \cdot \pi \cdot [\tau_{зр}]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 180 \cdot 10^3}{5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 140 \cdot 10^6}} = 12,78 \times 10^{-3} \text{ м}.$$

Приймаємо $d_0=13,5 \text{ мм}$ і діаметр заклепки $d=13 \text{ мм}$.

3. За рівнянням міцності на зминання стінок отворів:

$$\sigma_{зм} = F/z \cdot A_{зм} = F/z \cdot d_0 \cdot S \leq [\sigma_{зм}]$$

знаходимо товщину з'єднуваних деталей:

$$s \geq F/z \cdot d_0 \cdot [\sigma_{зм}] = 180 \cdot 10^3 / (5 \cdot 13,5 \cdot 240) = 11,1 \text{ мм};$$

що суперечить рекомендації $d \approx (1,8 \dots 2,2) \cdot S$.

Доведеться збільшити d_0 і d . Приймаючи $d_0=17 \text{ мм}$ і $d=16,5 \text{ мм}$ дістанемо:

$$s \geq F/(z \cdot d_0 \cdot [\sigma_{зм}]) = 180 \cdot 10^3 / (5 \cdot 17 \cdot 240) = 8,83 \text{ мм},$$

що можна вважати задовільним.

4. Приймаючи $s=9 \text{ мм}$, визначаємо товщину накладок і ширину з'єднання:
 $s' = (0,6 \dots 0,7) \cdot s$, $s' = (0,6 \dots 0,7) \cdot 9 = 5,4 \dots 6,3 \text{ мм}$.

Приймаємо товщину накладок $s'=6 \text{ мм}$. Крок заклепкового шва:
 $p \approx (3 \dots 6) \cdot d$, $p \approx (3 \dots 6) \cdot 16,5 = 49,5 \dots 99 \text{ мм}$.

Приймаючи $p=70$ мм, дістаємо: $b=2\cdot p+2\times 0,5\cdot p=3\cdot p=3\cdot 70=210$ мм – ширина з'єднання.

5. Міцність з'єднаних деталей (штаб і накладок) перевіряємо на розтяг при найменшому значенні розрахункової площі в небезпечному перерізі:

$$\sigma_p = F / A_{\text{норм}} \leq [\sigma_p];$$

$$\sigma_p = F / (b - d_0 \cdot z) \cdot s_{\min} = 180 \cdot 10^3 / (210 - 17 \cdot 5) \cdot 6 = 222 \text{ МПа} > [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}.$$

Збільшуємо p до 99 мм, тоді $b=297$ мм, а $\sigma_p = 141,5 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$