

17 З'ЄДНАННЯ

17.1 Призначення і класифікація з'єднань

Під з'єднаннями у машинобудуванні розуміють кріпильні деталі (заклепки, гвинти тощо) і прилеглі частини з'єднуваних деталей, форма яких підпорядковується завданню з'єднання. У деяких з'єднаннях спеціальні кріпильні деталі можуть бути відсутні. З'єднання призначені для передавання певного навантаження (сил та моментів) між з'єднуваними деталями і виконання інших додаткових функцій (наприклад, забезпечення герметичності).

17.1.1 Класифікація

За ознакою роз'ємності з'єднання поділяють на дві основні групи: нероз'ємні (розбирання яких неможливе без руйнування з'єднуючих елементів) і роз'ємні (з'єднання, які можна неодноразово розібрати і знову збирати без руйнування або суттєвих пошкоджень з'єднуючих елементів).

Роз'ємні – це різьбові, шпонкові, зубчасті (шліцьові), профільні, клинові, штифтові.

Нероз'ємні з'єднання – це заклепкові, зварні, клеєві.

Проміжне положення між роз'ємними та нероз'ємними з'єднаннями займають з'єднання з гарантованим натягом по циліндричних і конічних поверхнях.

17.1.2 Вимоги до з'єднань

1. Міцність і рівноміцність деталей з'єднання.
2. Жорсткість (для багатьох з'єднань – контактна жорсткість).
3. Герметичність.
4. Точність (наприклад, центрування – збігання осей вала і отвору в маточині).
5. Корозійна стійкість.
6. Технологічність і економічність.

18 РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

Різьбовими називають з'єднання, виконані за допомогою кріпильних деталей з різьбою: болтів, гвинтів, шпильок, гайок, шайб та інших стопорних пристроїв.

Основні переваги різьбових з'єднань: висока навантажувальна здатність і надійність; можливість створення значних осьових сил в з'єднанні шляхом прикладення порівняно невеликих зовнішніх зусиль; зручність з'єднання і роз'єднання деталей; низька вартість, яка обумовлена стандартизацією і високотехнологічними процесами масового виробництва.

Основний недолік – порівняно низька витривалість різьбових деталей за змінних навантажень.

Методи виготовлення різьби:

- нарізанням мітчиками або плашками (індивідуальне виробництво і ремонтні роботи);
- нарізанням на токарно-гвинторізних та спеціальних верстатах;
- фрезеруванням на різьбофрезерних верстатах (гвинти великих діаметрів з підвищеними вимогами до точності різьби – ходові і вантажні гвинти, різьби на валах тощо);
- накатуванням на верстатах-автоматах (більшість різьб стандартних кріпильних деталей);
- литтям на деталях із скла, пластмаси, кераміки, деяких сплавів тощо;
- видавлюванням на тонкостінних і штампованих виробах.

Під час нарізання (звідки і походження терміна «різьба») і фрезеруванні на деталях виникає значна кількість концентраторів напружень, що негативно впливають на їх втомну міцність у разі дії змінних навантажень. Інші методи виготовлення позбавлені цього недоліку, а накатування ще й зміцнює різьбові деталі.

18.1 Класифікація і основні параметри

1 За призначенням розрізняють кріпильні і ходові різьби. Згідно з назвою кріпильні різьби призначені для різьбових з'єднань, а ходові – для гвинтових механізмів. Така класифікація є дещо умовною, оскільки, наприклад, найпоширеніша серед кріпильних різьб – метрична може використовуватися в гвинтових механізмах вимірювальних приладів.

2 За формою поверхні, на якій виконується різьба, розрізняють циліндричні і конічні різьби. Більш поширена циліндрична різьба, конічну використовують для щільних з'єднань, наприклад, труб.

3 За профілем (контуром) розрізняють трикутні, прямокутні, трапецеїдальні, круглі та інші різьби.

4 За напрямом гвинтової лінії різьба може бути правою або лівою. У правій різьби гвинтова лінія йде зліва направо і догори, у лівій – зправа наліво і догори. Більш поширена права різьба, ліву використовують тільки в спеціальних випадках, наприклад, коли напрям обертання деталі збігається з напрямом відгвинчування.

5 Залежно від числа заходів різьби діляться на однозахідні і багатозахідні (практично не більше трьох). У багатозахідних різьб гвинтовими лініями переміщуються два або три поряд розміщені профілі. Число заходів можна визначити з торця гвинта за кількістю збігаючих витків. Найбільш поширена однозахідна різьба. Кріпильні різьби, зазвичай, однозахідні. Багатозахідні різьби частіше використовують у гвинтових механізмах.

6 Різьба, утворена на зовнішній циліндричній або конічній поверхні, називається зовнішньою різьбою (болт, гвинт тощо). Різьба, утворена на внутрішній циліндричній або конічній поверхні, називається внутрішньою різьбою (гайка, різьбове гніздо тощо).

Всі різьби (крім прямокутної) стандартизовані (терміни, основні параметри, позначення, розміри, допуски і посадки).

18.2 Основні параметри різьби

Зовнішній діаметр різьби d (рис. 18.1) – діаметр уявного циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої різьби або впадин внутрішньої.

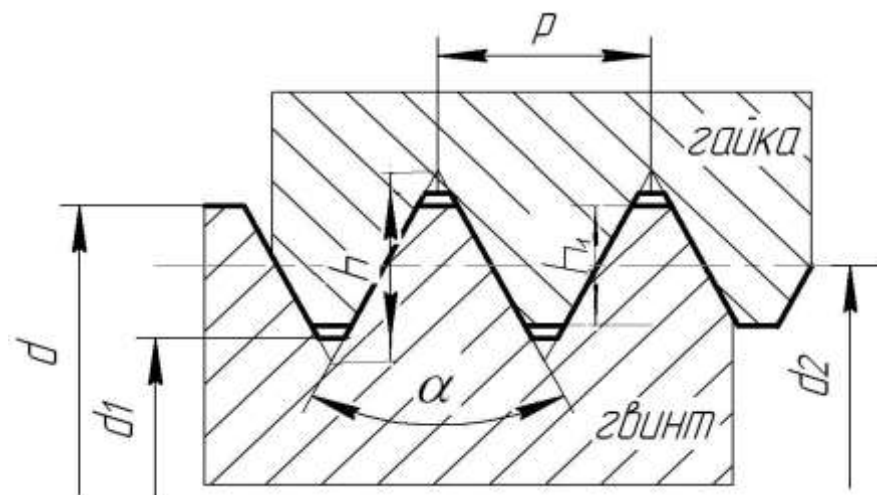


Рисунок 18.1 – Основні параметри різьби

Внутрішній діаметр різьби d_1 – діаметр уявного циліндра, вписаного у впадини зовнішньої різьби або у вершини внутрішньої. Середній діаметр різьби d_2 – діаметр уявного співвісного з різьбою циліндра, твірна

якого перетинає профіль різьби в точці, де ширина канавки дорівнює ширині виступу.

Для конічної різьби вказані діаметри визначають в розрахунковому перетині, розміщеному на заданій відстані від бази конуса.

Робоча висота профілю h_1 – висота стикання сторін профілю зовнішньої і внутрішньої різьби в напрямі, перпендикулярному до осі різьби. Вона дещо менша від теоретичної висоти профілю h за рахунок зрізів і закруглень.

Крок різьби p – відстань між сусідніми однойменними боковими сторонами профілю в напрямі, паралельному осі різьби.

Хід різьби t – величина відносного переміщення гвинта (гайки) за один оберт:

$$t = p \cdot z_1,$$

де z_1 – кількість заходів різьби.

Кут підйому різьби γ – кут утворений дотичною до гвинтової лінії в точці, яка лежить на середньому діаметрі різьби, і площиною, перпендикулярною до осі різьби. Він визначається із такої залежності:

$$\gamma = \arctg \frac{t}{\pi \cdot d_2}. \quad (18.1)$$

Кут профілю α – кут між боковими сторонами профілю.

За геометричною формою різьби виготовляють:

1) з трикутним профілем:

- метричні з кутом при вершині $\alpha = 60^\circ$;
- дюймові $\alpha = 55^\circ$;

2) з прямокутним профілем (рис. 18,2,а);

3) з трапецеїдальним профілем (рис. 18,2,б);

4) з упорним профілем (рис. 18,2,в);

5) з круглим профілем (рис. 18,2,г).

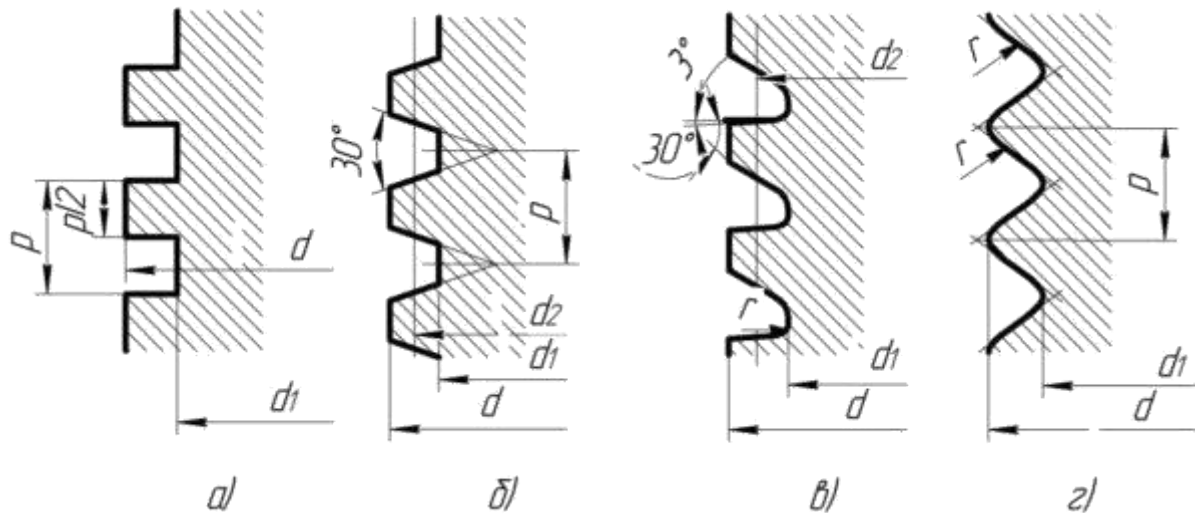


Рисунок 18.2 – Профілі різьб

Метрична різьба є найбільш поширеною трикутною кріпильною різьбою, виготовляють її з нормальним і малим кроком. При зменшенні кроку зменшується висота різьби і кут підйому різьби, а внутрішній діаметр збільшується.

Кріпильну метричну різьбу частіше виконують з нормальним кроком, оскільки вона менш чутлива до зношування і неточностей виготовлення. Різьби з малим кроком менше ослаблюють стержень гвинта і характеризуються підвищеним самогальмуванням, тому і використовуються в різьбових з'єднаннях, що зазнають дії змінних навантажень, а також в порожнистих тонкостінних деталях.

18.3 Силіві співвідношення у гвинтовій парі

Для забезпечення нормальної роботоздатності різьбові з'єднання, як правило, затягують загвинчуванням гайки. При цьому на гвинт діє осьова сила F_a . Знайдемо співвідношення між зовнішнім моментом T , прикладеним до гайки (моментом загвинчування) і осьовою силою F_a , яка при цьому виникає.

Розглянемо сили, що виникають в різьбі (рис. 18.3). Для цього виток різьби розгорнемо за середнім діаметром d_2 в похилу площину, а гайку замінимо повзуном, що навантажений осьовою силою F_a і рівномірно переміщується вгору під дією колової сили F_t створюваної моментом T .

Сила взаємодії повзуна з похилою площиною за відносного руху представляє собою рівнодіючу нормальної реакції N і сили тертя F_f і відхилена від нормалі до площини на кут тертя $\varphi = \arctan f$, де f – коефіцієнт тертя.

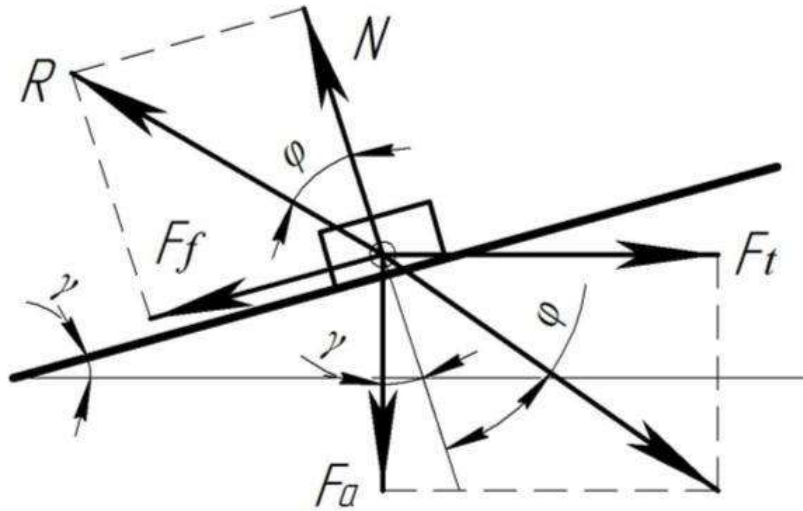


Рисунок 18.3 – Сили, що діють у гвинтовій парі

Тоді із схеми сил, що діють на повзун, виходить, що:

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi). \quad (18.2)$$

Одержана залежність справедлива тільки для прямокутної різьби.

Для інших профілів різьб, внаслідок похилого положення профілю, замість дійсного коефіцієнта тертя f треба підставити приведений коефіцієнт тертя f' , або замість дійсного кута тертя φ підставити приведений кут тертя φ'

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos(\alpha/2)}. \quad (18.3)$$

Тоді формула (18.2) прийме вигляд

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (18.4)$$

Під час загвинчування гайки прикладений зовнішній момент має подолати моменти опору затяжці, які створюються в різьбі і на опорному торці гайки (рис. 18.4):

$$T_{\text{загв.}} = F_p \cdot l = T_p + T_{mp}, \quad (18.5)$$

де F_p – сила прикладена на кінці ключа; l – розрахункова довжина ключа; T_p – момент сил тертя в різьбі; T_{mp} – момент сил тертя на опорному торці гайки.

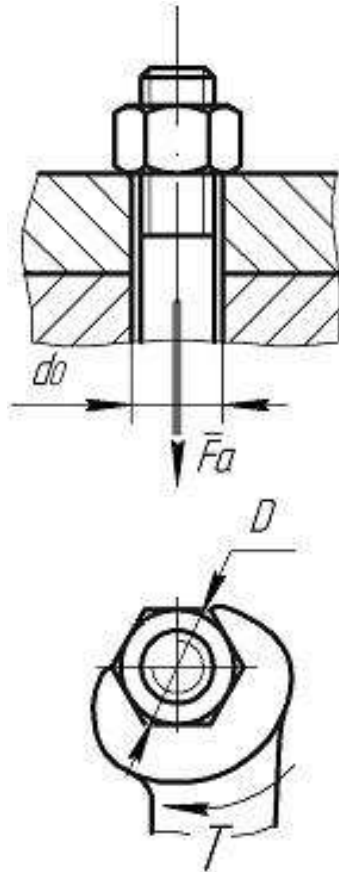


Рисунок 18.4 – До визначення моменту сил опору під час загвинчування

Вважаючи силу F_t зосередженою і прикладеною до середнього радіусу різьби $d_2/2$, знайдемо момент у різьбі:

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

Опорний торець гайки являє собою кільце із зовнішнім діаметром D , що дорівнює діаметру фаски гайки і внутрішнім діаметром d_0 , що дорівнює діаметру отвору під гвинт у деталі.

Не допускаючи суттєвої похибки, можна прийняти, що рівнодіюча сила тертя F_f прикладена на середньому радіусі $\frac{D + d_0}{4}$ опорної поверхні гайки. Тоді момент на торці гайки:

$$T_{mp} = F_f \cdot \left(\frac{D + d_0}{4} \right) = f \cdot F_a \left(\frac{D + d_0}{4} \right).$$

Після підстановки маємо:

$$\begin{aligned}
T_{зав.} &= F_t \cdot \frac{d_2}{2} + f \cdot F_a \left(\frac{D + d_0}{4} \right) = \\
&= F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + f \cdot F_a \left(\frac{D + d_0}{4} \right) = \\
&= F_a \cdot \left[\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + f \cdot \left(\frac{D + d_0}{4} \right) \right].
\end{aligned} \tag{18.6}$$

18.4 Умова самогальмування

Для відгвинчування гайки треба змінити напрям сили F_t на протилежний і тоді

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \gamma) > 0. \tag{18.7}$$

Ця умова виконається, якщо $\operatorname{tg}(\varphi' - \gamma) > 0$. Таким чином, умова самогальмування гвинтової пари:

$$\varphi' > \gamma \tag{18.8}$$

тобто кут підйому різьби має бути меншим кута тертя.

Усі кріпильні різьби задовольняють умову самогальмування, але при вібраційних навантаженнях можливе ослаблення затягування різьби, тому для запобігання само відгвинчуванню використовують різні способи стопоріння кріпильних деталей.

18.5 Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари

Коефіцієнт корисної дії (ККД) гвинтової пари визначається як відношення корисної роботи на гвинті до затраченої роботи на ключі

$$\eta = \frac{A_{\text{кор}}}{A_{\text{зат}}}.$$

За один оберт гвинта, що відповідає його підняттю на один хід різьби, корисна робота

$$A_{\text{кор}} = F_a \cdot t = F_a \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

А затрачена робота дорівнює добутку моменту сил тертя в різьбі

$$A_{зам} = F_t \cdot \pi \cdot d_2.$$

Тоді ККД гвинтової пари дорівнює

$$\eta = \frac{A_{кор}}{A_{зам}} = \frac{F_a \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{F_t \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{F_a \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}. \quad (18.9)$$

Для середніх параметрів метричної різьби $\gamma \cong 2^{\circ}30'$, $f \cong 0,15$, $\varphi' \cong 8^{\circ}30'$ $\eta \cong 0,22$.

18.6 Розрахунки різьб

Попередні зауваження:

1 У розрахунках приймають, що осьова сила F_a розподіляється рівномірно між витками різьби і по поверхні витка. При цьому фактично осьова сила F_a розподілена між витками різьби нерівномірно внаслідок пружної деформації витків й неточності виготовлення. На перший найнавантаженіший виток припадає понад 1/3 сили F_a , на другий – 23% цієї сили, на третій менше і т. д. Тому розрахунок носить умовний характер, який компенсується вибором допустимих напружень установлених дослідним шляхом.

2 З точки зору розрахунку розрізняють різьби міцні (нерухомі під навантаженням) і ходові (рухомі).

3 Основним критерієм працездатності міцних різьб є зріз витка, ходових – зносостійкість робочої поверхні витка.

4 Стандартом передбачені такі розміри нарізних кріпильних деталей, що при гарантуванні міцності стрижня, міцність різьби забезпечена.

18.6.1 Розрахунок різьби на зріз витків

Основним видом руйнування кріпильних міцних різьб є зріз витків. Умова міцності різьби за напруженням зрізу (рис. 18.5) (з урахуванням того, що кількість витків $z = H/p$, де H – висота гайки) для гвинта:

$$\tau_{zp} = \frac{F_a / z}{a \cdot \pi \cdot d_1} = \frac{F_a \cdot p}{H \cdot a \cdot \pi \cdot d_1} \leq [\tau]_{zp}, \quad (18.10)$$

для гайки:

$$\tau_{zp} = \frac{F_a \cdot p}{H \cdot b \cdot \pi \cdot d} \leq [\tau]_{zp}, \quad (18.11)$$

де $a = b$ – основа профілю витка:

$a = b \cong 0,78 \cdot p$ – для трикутної різьби;

$a = b \cong 0,65 \cdot p$ – для трапецеїдальної різьби.

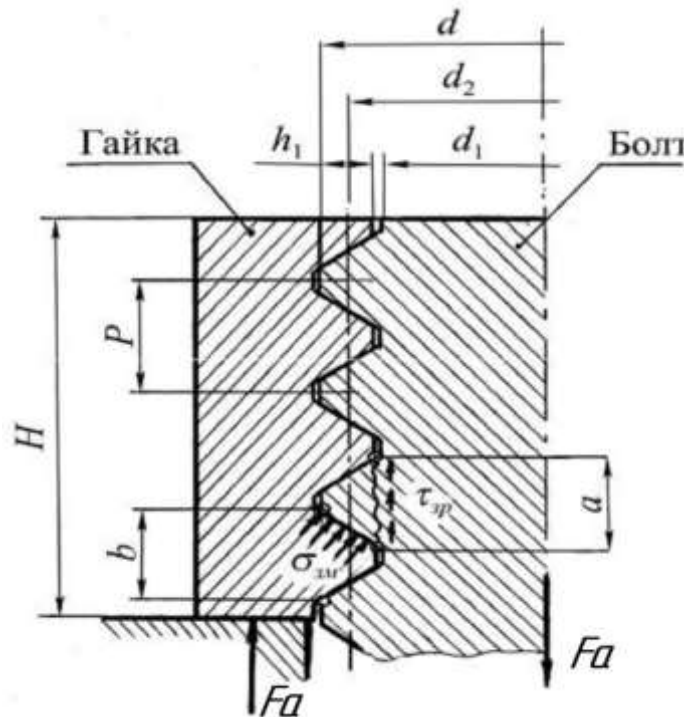


Рисунок 18.5 – Розрахунок різьби на міцність

Якщо матеріал гвинта і гайки однакові, то за напруженнями зрізу розраховують тільки різьбу гвинта, оскільки $d_1 < d$.

18.6.2 Додатковий розрахунок різьби за напруженнями зминання

Додатково витки різьб перевіряються за напруженнями зминання (див. рис. 18.5):

$$\sigma_{зм} = \frac{F_a / z}{h_1 \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{F_a \cdot p}{H \cdot h_1 \cdot \pi \cdot d_2} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (18.12)$$

де h_1 – висота (робоча) профілю витка різьби.

18.6.3 Розрахунок зносостійкості витків різьби ходових гвинтів

Умова зносостійкості різьби гвинта та гайки записується у вигляді:

$$p = \frac{F_a / z}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot F_a \cdot p}{H \cdot \pi \cdot (d^2 - d_1^2)} \leq [p], \quad (18.13)$$

де p , $[p]$ – розрахунковий і допустимий середній тиск у різьбі.

18.7 Розрахунки болтових з'єднань

18.7.1 Загальні зауваження до розрахунків

1 З точки зору розрахунку розрізняють:

- незатягнуті з'єднання (що збираються без попереднього затягування);
- затягнуті.

2 Болти у з'єднанні можуть бути встановлені:

- без зазору, якщо зсув деталей, що з'єднуються, викликає в тілі болта напруження зрізу;
- із зазором в отворі, коли зсуву деталей, що з'єднуються, протидіє сила тертя, що створюється затягуванням болта.

18.7.2 Розрахунок гвинта, навантаженого осьовою силою без попереднього затягування

Гайка нагвинчується на стрижень без затягування. Розрахункову модель стрижня зображено на рис. 18.6. Вид деформації – розтяг. Небезпечним є перетин, який ослаблений різьбою.

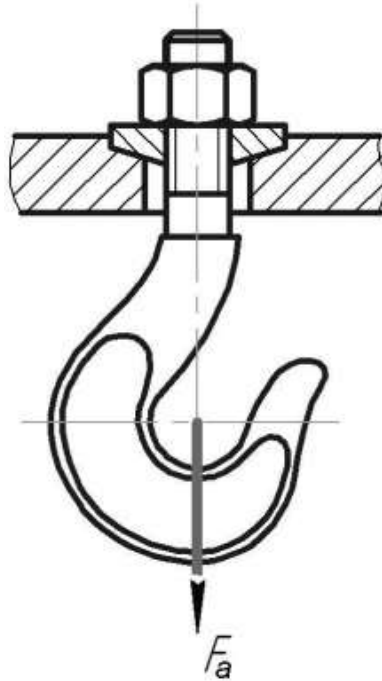


Рисунок 18.6 – Конструктивна схема вантажного гака

Умова міцності стрижня

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (18.14)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр різьби:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma]_p}}. \quad (18.15)$$

Знайдене значення d_1 округлюємо до найближчого стандартного і відповідно визначаємо діаметр різьби d .

18.7.3 З'єднання, навантажене силами в площині стику

Умовою надійності такого з'єднання є відсутність зсуву деталей у площині стику. Існують два види таких з'єднань.

1 Болт установлений в отворі деталей із зазором (рис. 18.7,а). Зовнішнє навантаження F врівноважується силами тертя в площині стику, які виникають від затяжки болта. Умова відсутності зсуву деталей з'єднання:

$$F \leq F_{mp} = f \cdot i \cdot z \cdot F_a, \quad (18.16)$$

звідки

$$F_a \geq \frac{F}{f \cdot i \cdot z}, \quad (18.17)$$

де f – коефіцієнт тертя у стиках;

i – кількість площин стику деталей;

z – кількість болтів.

Розрахункова умова

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot F \cdot K}{f \cdot i \cdot z \cdot \pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (18.18)$$

де K – коефіцієнт затяжки різьби, який враховує той факт, що переріз болта знаходиться у складному напруженому стані. $K = \sigma_\Sigma / \sigma_p \cong 1,35$.

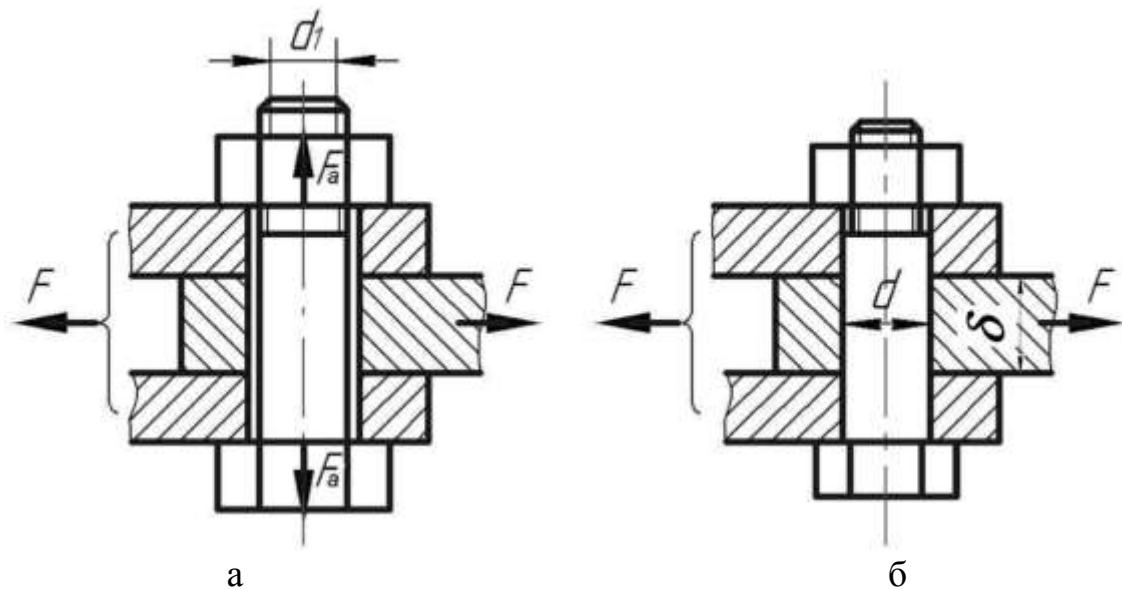


Рисунок 18.7 – З'єднання болтом, поставленим із зазором (а) без зазору (б)

2 Болт встановлений в отвори деталей без зазору (рис. 18.7,б). У цьому випадку отвір калібрують розверткою, а діаметр стрижня виконують з допуском, що забезпечує посадку без зазору. Затягування болта при цьому не є обов'язковим, а сили тертя між деталями можна не враховувати. Зовнішнє навантаження викликає в стрижні болта напруження зрізу і зми-
нання.

Умова міцності болта під час деформації зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau]_{зр}. \quad (18.18)$$

Умова міцності болта під час деформації зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d \cdot \delta} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (18.19)$$

де δ – найменша товщина деталей з'єднання.

18.7.4 Затягнуте з'єднання, на болт діє ексцентричне навантаження

Ексцентричне навантаження болта виникає в результаті використання спеціальних болтів з ексцентричною головкою (рис. 18.8). Крім напружень розтягу в стрижні болта виникають напруження згину, які негативно впливають на міцність болта.

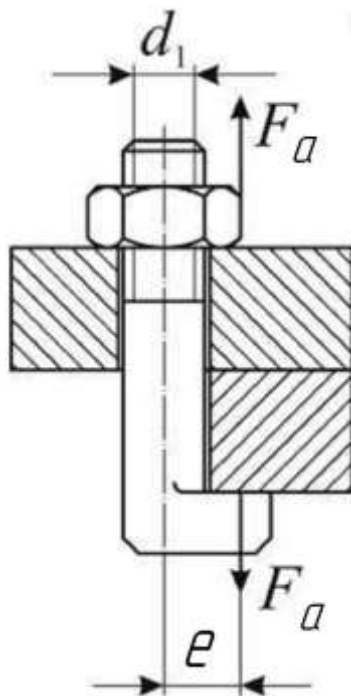


Рисунок 18.8 – Ексцентричне навантаження болтів

Порівняємо ці напруження. Напруження розтягу в стрижні:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}.$$

а напруження згину за відсутності обмеження деформації опорною поверхнею:

$$\sigma_{32} = \frac{F_a \cdot e}{0,1 \cdot d_1^3},$$

де e – ексцентриситет.
Тоді

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_{32} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{F_a \cdot e}{0,1 \cdot d_1^3} \leq [\sigma]_{32}. \quad (18.20)$$

Тому при конструюванні з'єднань необхідно вжити заходів щодо запобігання умов ексцентричного навантаження (фрезерування горизонтальних площин або підкладкою косих шайб під гайку тощо).

18.7.5 З'єднання затягнутим болтом, зовнішнє навантаження розкриває стик

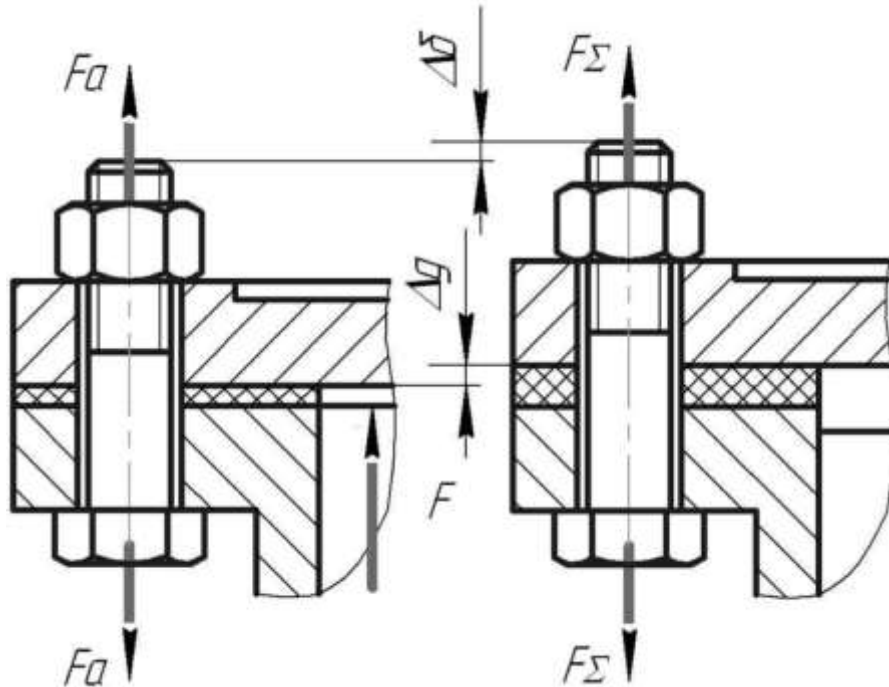
Це кріплення кришок резервуарів для рідин і газів, що знаходяться під тиском, кришок підшипникових вузлів навантажених осьюовою силою тощо. Затягування болтів має забезпечити герметичність з'єднання чи нерозкриття стику за дії навантаження. Задача про розподіл навантаження між болтом і деталями такого з'єднання є статично невизначеною і для її рішення треба розглянути деформації елементів з'єднання.

Нехай для з'єднання, вихідне положення якого представлено на рис. 18.9, для забезпечення герметичності болт затягується і на його стрижень діє сила F_a попередньої затяжки (рис. 18.9,а).

Після прикладення зовнішнього навантаження F до затягнутого з'єднання (рис. 18.9,б) болт додатково розтягнеться на деяку величину Δb , а деформація стиску деталей зменшиться на таку ж величину, тобто $\Delta b = \Delta d$. При цьому зовнішнє навантаження сприймається болтом, але зменшується затяжка стиску або навантаження на болт з боку стику деталей. Для спрощення вважають, що тільки частина $\chi \cdot F$ зовнішнього навантаження додатково навантажує болт, а інша частина $(1 - \chi) \cdot F$ йде на розвантаження стику, де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження. Значення коефіцієнта χ визначається із умови рівності додаткових деформацій болта і деталей (умова сумісності деформацій):

$$\chi \cdot F \cdot \lambda_{\sigma} = (1 - \chi) \cdot F \cdot \lambda_{\sigma}, \quad (18.21)$$

де λ_{σ} – податливість болта, тобто його деформація за одиничного навантаження; λ_{σ} – сумарна податливість з’єднаних деталей.



а – до прикладення сили; б – після прикладення сили

Рисунок 18.9 – З’єднання затягнутим болтом, навантажене зовнішньою осьовою силою

Із рівності (18.21) знайдемо:

$$\chi = \frac{\lambda_{\sigma}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\sigma}}.$$

Таким чином, розрахункове навантаження на болт дорівнює сумі сили попередньої затяжки і частини прикладеного зовнішнього навантаження:

$$F_{\max} = K \cdot F_a + \chi \cdot F. \quad (18.22)$$

Міцність болта оцінюється за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (18.23)$$

Під час проектного розрахунку визначають розрахунковий діаметр болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}. \quad (18.24)$$

18.8 Допустимі напруження та запаси міцності при розрахунках різьбових з'єднань

Допустимі напруження та запаси міцності для різьбових деталей з'єднань залежать від деяких факторів: впевненості у точності розрахункових навантажень з'єднання; характеру зміни навантаження в часі, якості монтажу з'єднань (перекосів опорних площин під гайку чи головку гвинта), точності забезпечення затяжки болтів (контрольована чи неконтрольована затяжка).

Для затягнутих болтів та гвинтів, що знаходяться під дією статичних навантажень, допустиме напруження беруть

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (18.25)$$

де S – коефіцієнт запасу міцності. $S = 1,3 \dots 1,5$ при контрольованій затяжці з'єднання. Якщо ж затяжка не контролюється, то S треба вибирати із табл. 18.1.

Таблиця 18.1 – Коефіцієнти запасу міцності для болтів та гвинтів

Матеріал болта або гвинта	Значення S для діаметрів болтів d , мм		
	6...16	16...30	30...60
Сталь:			
• вуглецева;	4...3	3...2	2,0...1,3
• легована	5...4	4,0...2,6	2,5...2,0

При розрахунку болтів на зріз допустимі напруження беруть (більші значення для статично навантажених з'єднань)

$$[\tau]_{zp} = \frac{(0,3 \dots 0,4) \cdot \sigma_T}{S}. \quad (18.26)$$

Із наведених даних випливає, що при неконтрольованій затяжці різьбового з'єднання для болтів малих діаметрів треба брати підвищені коефі-

цієнти запасу міцності. Це пов'язано з можливістю перенапруження або навіть руйнування болтів малого діаметра при неконтрольованій затяжці.

Перелік посилань на рекомендовану літературу

Назва теми для опрацювання	Посилання
1 Загальні геометричні характеристики різьби	[1, с. 21–28; 2, с. 32–35; 3, с. 102–105]
2 Різьбова пара	[1, с. 28–33; 2, с. 37–44; 3, с. 109–111]
3 Розрахунки різьб на міцність	[1, с. 33–35; 2, с. 35–37, 43–44; 3, с. 111–113]
4 Розрахунки нарізних сполучень на міцність. Незатягнуте болтове з'єднання	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131; 4, с. 183–190]
5 Болтове з'єднання, яке навантажується силою зсуву	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]
6 Затягнуте болтове з'єднання з урахуванням піддатливості стику	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]
7 Ексцентрично навантажене болтове з'єднання	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70]

Контрольні питання

- 1 Класифікація, типи й основні вимоги до з'єднань.
- 2 Основні типи різьб і галузі їх застосування.
- 3 Перелічить основні геометричні параметри метричної різьби.
- 4 Основні види кріпильних деталей і способів стопоріння.
- 5 Які матеріали використовуються для виготовлення кріпильних різьбових сполучень? Охарактеризуйте класи їх точності.
- 6 Як залежить момент, прикладений до гайки, від осьової сили гвинта?
- 7 Чи завжди потрібне самогальмування гвинтової пари?
- 8 Як підвищити коефіцієнт корисної дії гвинтової пари?
- 9 Як підвищити рівномірність розподілу навантаження по витках різьби гайки?
- 10 По яких напруженнях розраховують різьби? Які напруження є головними для кріпильних і ходових різьб?
- 11 По якій умові визначають висоту стандартної гайки?
- 12 Типові випадки навантаження болта. У яких конструкціях такі випадки зустрічаються?

- 13 Як розраховувати болти, встановлені із зазором і без зазору в з'єднаннях при навантаженні силою зсуву?
- 14 Як визначають розрахункове навантаження на болт, якщо зовнішнє навантаження розкриває стик деталей?
- 15 Якими засобами забезпечують надійність з'єднання за умовою нерозкриття стику?
- 16 Від чого залежить значення коефіцієнта зовнішнього навантаження?
- 17 До чого приводить ексцентричне навантаження болта?

19 ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ

19.1 Загальні відомості, призначення

Шпонкові з'єднання використовують для закріплення деталей на валах і осях і для передачі обертального моменту від вала до закріплених на ньому деталей (шківів, зірочок, зубчастих коліс, муфт тощо) і навпаки від деталей до вала. Передача здійснюється через шпонку, яка розміщується в пазах вала і маточини деталі.

Переваги шпонкових з'єднань:

- простота конструкції;
- порівняно легкий монтаж і демонтаж.

Недоліки:

- шпонкові пази ослаблюють вал і маточину;
- виникає концентрація напружень в зоні паза, що знижує опір вто-мленості вала;
- необхідна ручна пригонка або підбір;
- неможливо забезпечити концентричну посадку спряжених деталей, що за великих частот обертання призводить до виникнення значних динамічних навантажень.

Вказані недоліки обмежують використання шпонкових з'єднань в машинах крупносерійного і масового виробництва.

19.2 Класифікація шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи:

- напружені, які здійснюються клиновими шпонками;
- ненапружені, в яких застосовують призматичні або сегментні шпонки.

Стандартом передбачаються звичайні та високі призматичні шпонки. Останні призначені для з'єднання деталей з короткими маточинами.

У машинобудуванні найбільш поширені ненапружені з'єднання.

19.3 Ненапружені шпонкові з'єднання

19.3.1 Шпонкові з'єднання з призматичною шпонкою

Конструкцію з'єднання з призматичною шпонкою зображено на рис. 19.1, де позначено:

d – номінальний діаметр з'єднання;
 $b \times h$ – ширина і висота поперечного перерізу шпонки, які беруть за стандартом залежно від діаметра вала d ;
 l – довжина шпонки, що вибирається за стандартом;
 l_p – робоча довжина шпонки;
 l_m – довжина маточини ($l_m = l + 5 \dots 10 \text{ мм}$);
 Δ – гарантований зазор між шпонкою і дном паза маточини;
 t_1 – глибина паза вала;
 t_2 – глибина паза маточини ($t_1 > t_2, t_2 \cong 0,4 \cdot h$);
 T_1, T_2 – рушійний і опорний обертальні моменти;
 n – частота обертання.

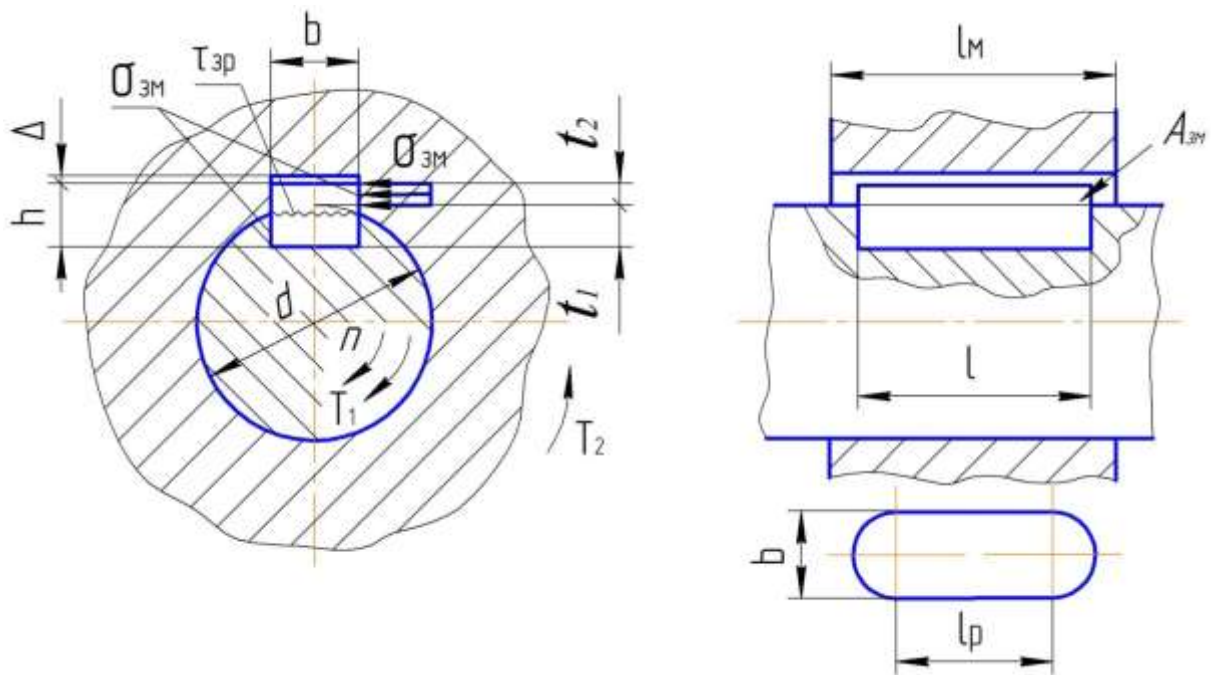


Рисунок 19.1 – Конструкція шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою

Робочими гранями призматичних шпонок є їх бічні, більш вузькі грані. Для полегшення складання шпонкового з'єднання між шпонкою і дном паза маточини передбачається зазор.

Звичайні призматичні шпонки виконуються із: округленими (виконання А), з плоскими (виконання В), з одним плоским (виконання С) торцями (рис. 19.2).

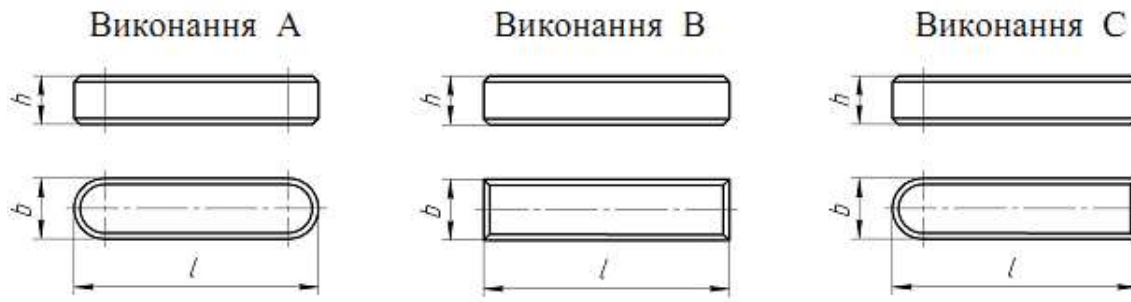


Рисунок 19.2 – Варіанти конструктивного виконання призматичних шпонок

19.3.1.1 Розрахунки призматичних шпонок

Деталі шпонкового ненапруженого з'єднання зазнають зминання поверхонь, а шпонки – додатково зрізу. Тому шпонкові з'єднання розраховують на міцність за напруженнями зминання $\sigma_{зм}$ та додатково – зрізу $\tau_{зр}$ (див. рис. 19.1).

Умови міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (19.1)$$

де $A_{зм}$ – площа зминання;

$K_{пер}$ – коефіцієнт перевантаження (3.26);

l_p – робоча довжина шпонки визначається залежно від конструктивного виконання:

- для шпонки (Виконання А): $l_p = l - b$;
- для шпонки (Виконання В): $l_p = l$;
- для шпонки (Виконання С): $l_p = l - 0,5 \cdot b$;

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження, які визначаються за рекомендаціями.

Умови міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau]_{зр}, \quad (19.2)$$

де $A_{зр}$ – площа зрізу;

$[\tau]_{зр}$ – допустимі напруження, які визначаються за рекомендаціями.

Стандартні шпонки виготовляють з чистотянутих сталевих прутків – вуглецевої або легованої сталі з межею міцності не нижче 500МПа .

Значення допустимих напружень залежить від:

- режиму роботи,
- міцності матеріалу вала і втулки,
- типу посадки втулки на вал.

Для нерухомих з'єднань:

- при перехідних посадках допустимі напруження зминання $80...150\text{МПа}$;
- при посадках з натягом допустимі напруження зминання $110...200\text{МПа}$.

Менші значення для чавунних маточин і при різких змінах навантаження.

У рухливих (в осьовому напрямку) з'єднаннях допустимі напруження значно знижують з метою попередження задиру й обмеження зносу. При цьому приймають допустимі напруження зминання $20...30\text{МПа}$.

Значення допустимих напружень зрізання приймається в залежності від характеру навантаження – для спокійного навантаження допустимі напруження зрізу 120МПа , для помірних поштовхів допустимі напруження зрізу 85МПа , для ударного навантаження допустимі напруження зрізу 50МПа .

19.3.2 З'єднання сегментними шпонками

Сегментні шпонки (рис. 19.3) використовуються рідше чим призматичні, також вони забезпечують меншу точність посадок маточини на валу і врізаються у вал на більшу глибину, що відповідно знижує витривалість валів.

Застосування сегментних шпонок обумовлено технологічністю з'єднання (не потребує ручної підгонки), а також стійким положенням шпонки у валу, що виключає її перекошування і концентрацію напружень. Шпонки при коротких маточинах встановлюють по одній, при довгих – по дві (інколи навіть три) по довжині маточини. Сегментні шпонки характеризуються шириною b , висотою h (чи довжиною l) (див. рис. 19.3).

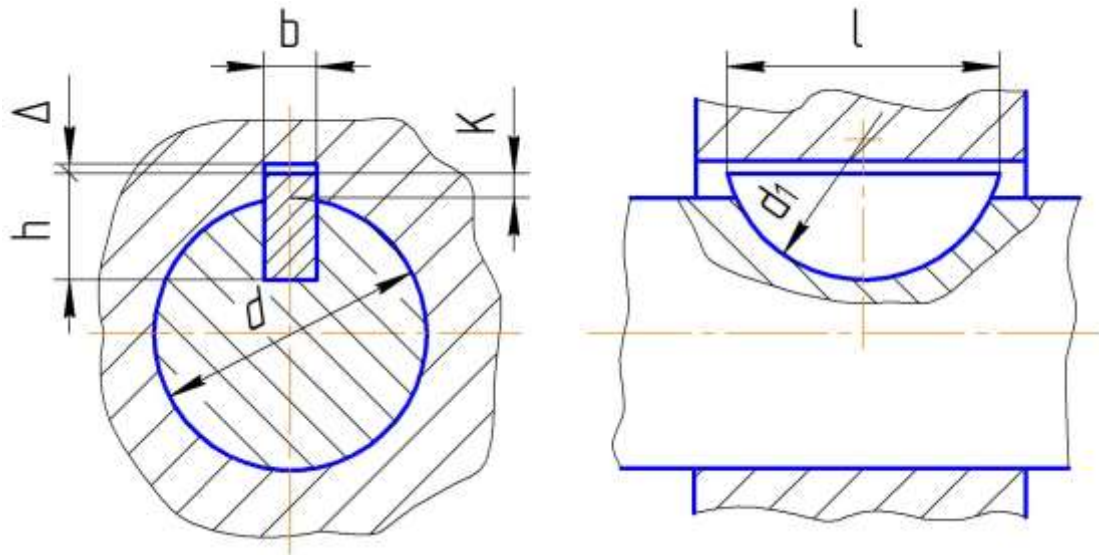


Рисунок 19.3 – Конструкція шпонкового з'єднання з сегментною шпонкою

19.3.2.1 Розрахунки сегментних шпонок

Перевірний розрахунок з'єднання сегментною шпонкою виконується так само, як і для призматичної шпонки.

При цьому, так як сегментна шпонка досить вузька, розрахунок на зріз є основним.

Умови міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{неп}}{d \cdot k \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (19.3)$$

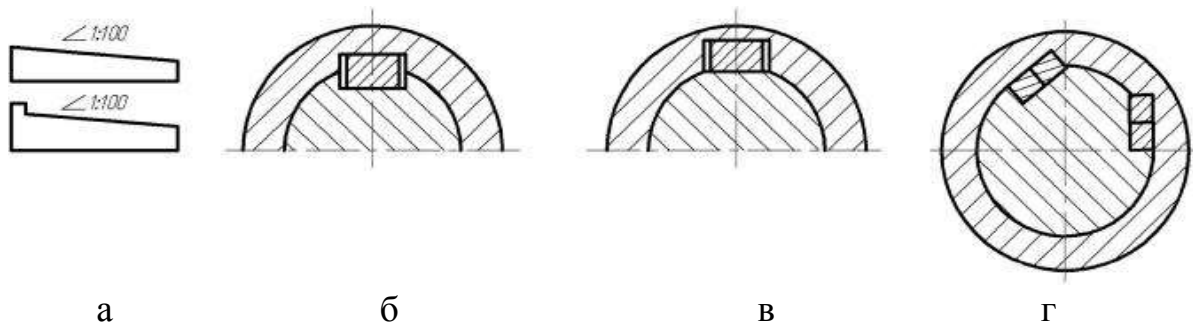
де k – висота ділянки, що працює на зминання.

Умови міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{неп}}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau]_{зр}. \quad (19.4)$$

19.4 Напружені шпонкові з'єднання

Напружені шпонкові з'єднання виконують за допомогою клинових шпонок.



*а – клинові врізні шпонки; б – з'єднання клиновою врізною шпонкою;
в – з'єднання клиновою шпонкою на лисці;
г – з'єднання фрикційними шпонками*
Рисунок 19.4 – Напружені шпонкові з'єднання:

Клинові шпонки (рис. 19.4,а) – це клини, як правило, з уклоном 1:100, що забезпечує самогальмування. Клинові шпонки із зусиллям вводяться в пази вала і маточини. Тому на відміну від призматичних, у клинових шпонок, робочими є широкі верхня та нижня грані, а по бокових гранях існує зазор (рис. 19.4,б). Ці шпонки створюють напружене з'єднання і забезпечують як кутову, так і осьову фіксацію. Таке з'єднання здатне передавати не лише обертальний момент, а й осьову силу.

У разі забивання клинової шпонки виникає радіальне зміщення маточини щодо осі вала і перекіс деталі, що викликає її торцеве биття. З цієї причини, а також через складності обробки паза в маточині з ухилом, що дорівнює ухилу грані шпонки, використання клинових шпонок обмежується тихохідними передачами.

Клинові врізні шпонки можуть виготовлятися без головки або з головками (див. рис. 19.4,а). Головка значно полегшує монтаж і особливо демонтаж з'єднання, що є важливим за необхідності частого розбирання і складання.

Існують клинові шпонки на лисці (рис. 19.4,в) (менше послаблюють вал) і фрикційні (рис. 19.4,г) (дозволяють з'єднувати вал і маточину в будь-якому положенні).

Конструктивна схема клинової шпонки показана на рис. 19.5.

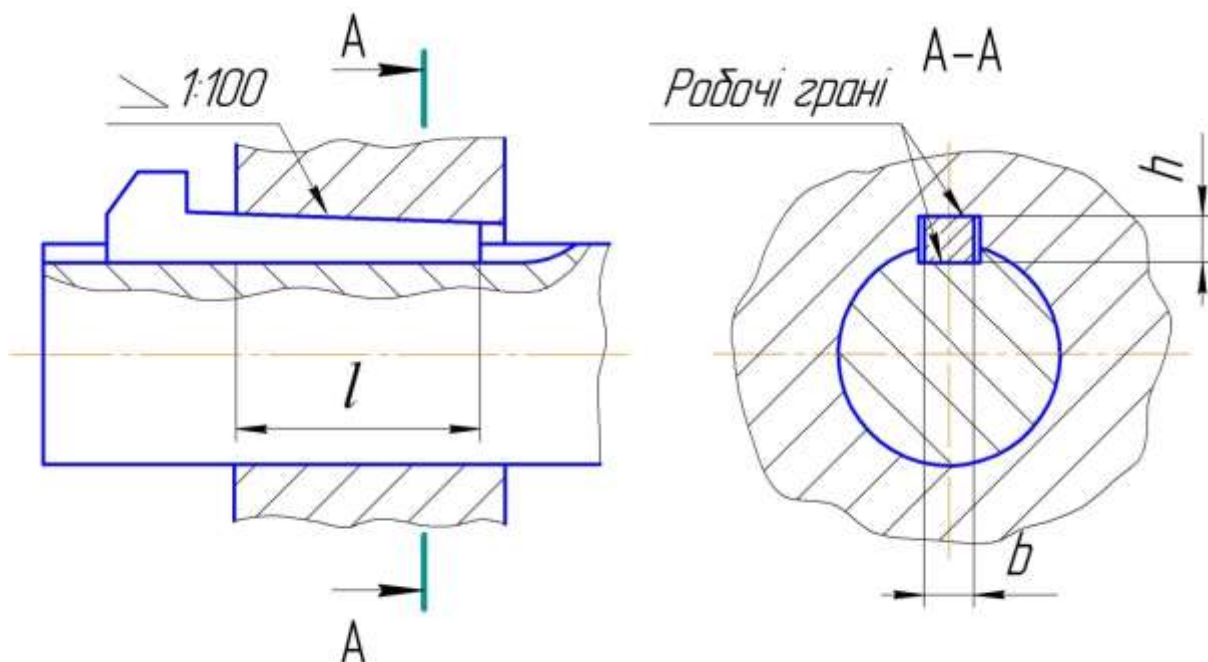


Рисунок 19.5 – Конструкція шпонкового з'єднання з сегментною шпонкою

Перевага таких з'єднань – гарне сприйняття ударних навантажень. Недолік – клинова шпонка в процесі складання спричиняє радіальне зміщення осі маточини щодо осі вала, тобто перекіс з'єднуваних деталей.

19.4.1 Розрахунок клинових шпонок

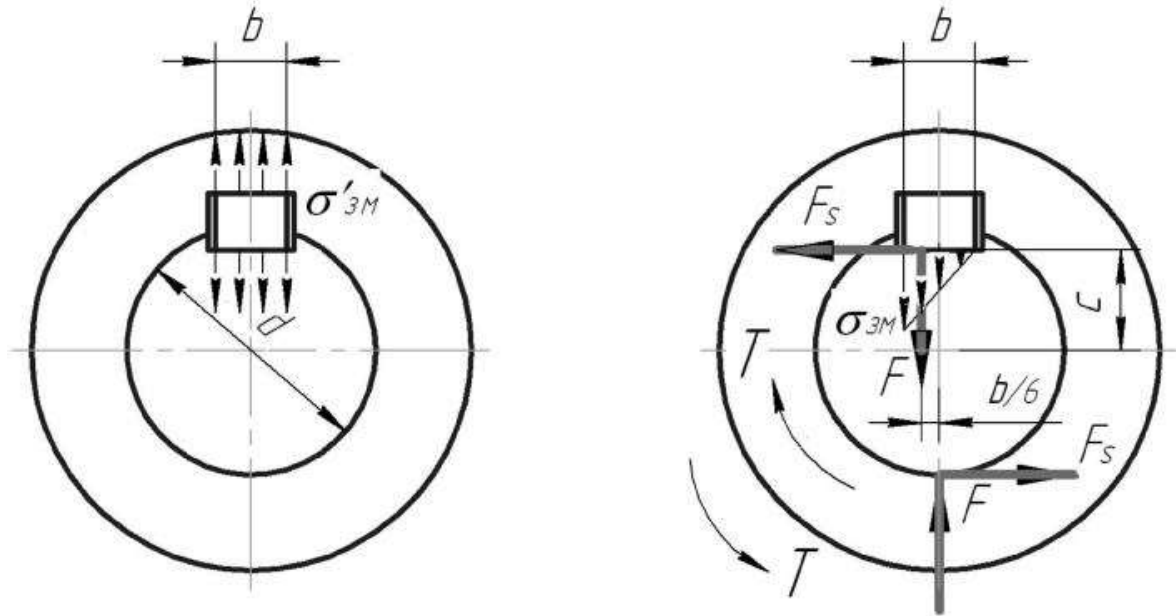
У результаті запресовування клинової шпонки на її робочих гранях (верхній та нижній) виникають рівномірно розподілені напруження зминання. Під навантаженням епюра перетворюється в трапецієвидну, а потім в трикутну, що є граничним випадком, оскільки відповідає початку розкриття стику з правого боку шпонки (рис. 19.6).

Рівнодійна напружень зминання F дорівнює об'єму просторової епюри напружень зминання:

$$F = \frac{1}{2} \cdot \sigma_{зм} \cdot b \cdot l, \quad (19.5)$$

де b – ширина шпонки;

l – активна довжина шпонки.



а – до прикладення навантаження; б – під час передачі моменту
 Рисунок 19.6 – Розрахункова схема напруженого шпонкового з'єднання:

Лінія дії F проходить через центр ваги трикутної епюри.

У такому випадку момент T , що передається з'єднанням, врівноважується моментом нормальної сили F , що виникає між маточиною і шпонкою, моментом сил тертя F_s між маточиною і шпонкою та маточиною і валом. Приймаючи приблизно, що плече сил тертя дорівнює радіусу вала ($\frac{d}{2} \cong c$), одержимо умову рівноваги вала:

$$T = F \cdot \frac{b}{6} + F_s \cdot \frac{d}{2} + F_s \cdot c = F \cdot \frac{b}{6} + f \cdot F \cdot \frac{d}{2} + f \cdot F \cdot c = F \cdot \frac{b}{6} + f \cdot F \cdot d, \quad (19.6)$$

де $F_s = f \cdot F$;

f – коефіцієнт тертя, для спрощення прийнятий однаковим для пар маточина – шпонка і маточина – вал.

Підставляючи (19.5) у (19.6) і обчислюючи σ_{3M} , записують умову міцності:

$$\sigma_{3M} = \frac{12 \cdot T \cdot K_{nep}}{b \cdot l \cdot (b + 6 \cdot f \cdot d)} \leq [\sigma]_{3M}, \quad (19.7)$$

де $[\sigma]_{3M}$ – допустимі напруження зминання. $[\sigma]_{3M} = 80 \dots 100 \text{ МПа}$.

19.4.2 Розрахунок циліндричних шпонок

Циліндричні шпонки (рис. 19.7) – це циліндричні штифти, що вставляються в отвори по посадках з натягом. Використовують для закріплення деталі на кінці вала.

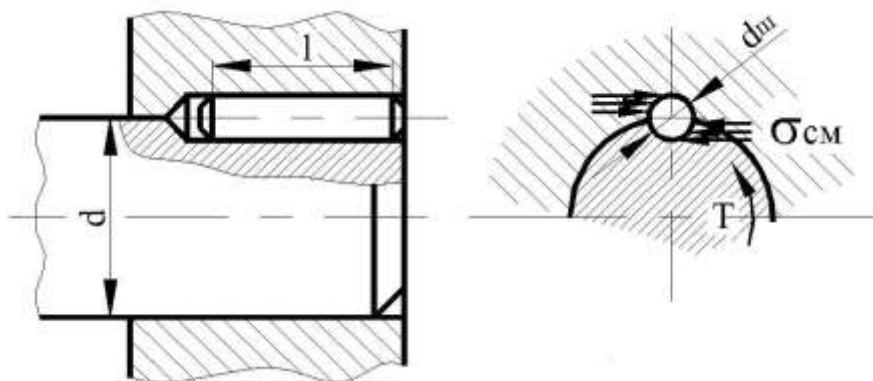


Рисунок 19.7 – Розрахункова схема шпонкового з'єднання циліндричною шпонкою

Перевірний розрахунок циліндричної шпонки виконується на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \cdot 0,5 \cdot d_{ш} \cdot l} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (19.8)$$

де $A_{зм} = 0,5 \cdot d_{ш} \cdot l$ – площа зминання;

$d_{ш}$ – діаметр шпонки;

l – довжина шпонки.

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання. $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120 \text{ МПа}$.

У тих випадках, коли одна шпонка не може передати заданого моменту, установлюють дві або три шпонки. При цьому варто враховувати, що постановка декількох шпонок зв'язана з технологічними ускладненнями, а також послабляє вал і маточину. Тому багатошпонкове з'єднання майже не застосовують. Їх заміняють шліцьовими з'єднаннями.

Перелік посилань на рекомендовану літературу

Назва теми для опрацювання	Посилання
1 Призначення й класифікація шпонкових	[1, с. 91–94; 3, с. 131–135]

з'єднань	
2 З'єднання призматичною шпонкою	[1, с. 94–95; 3, с. 136–138]
3 З'єднання сегментною шпонкою	[2, с. 133–134]
4 З'єднання врізною клинковою й тангенціальною шпонкою	[3, с. 135–139]
5 Матеріали шпонок. Допустимі напруження	[1, с. 94]

Контрольні питання

- 1 Основні види шпонкових з'єднань, їх застосування.
 - 2 Переваги й недоліки шпонкових з'єднань.
 - 3 Чому шпонки розраховують по напруженнях зминання, а не зрізу?
 - 4 Перелічить основні напружені й ненапружені шпонкові з'єднання.
 - 5 Приведіть ескізи напружених і ненапружених шпонкових з'єднань.
- Проаналізуйте принцип роботи таких з'єднань.
- 6 Запишіть формулу для розрахунків міцності з'єднання призматичною шпонкою.
 - 7 Які фактори впливають на допустимі напруження зминання для шпонкових з'єднань?

20 ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ

20.1 Загальні відомості

Шліцьове з'єднання утворюється виступами (зубцями) на валу і відповідними впадинами (шліцами) у маточині деталі. На валу зубці нарізують методом обкатування, а пази в маточинах виконують протягуванням. Шліцьове з'єднання умовно можна розглядати як багато шпонкове, у якого шпонки виконані як одне ціле з валом.

Порівняно зі шпонковими шліцьові з'єднання мають низку переваг:

- висока навантажувальна здатність в результаті збільшення сумарної робочої поверхні, зменшення глибини пазів і рівномірного розподілу навантаження по колу вала;
- висока надійність під час дії динамічних і реверсивних навантажень;
- більш точне центрування маточини на валу.

Технологія виготовлення шліцьових з'єднань порівняно зі шпонковими складніша, але в умовах масового виробництва це не має вирішального значення, а названі переваги дозволяють використовувати їх в важко навантажених швидкохідних машинах (трансмисії автомобілів, тракторів та інших сільськогосподарських машин, у верстатах тощо). Шліцьові з'єднання забезпечують жорстке фіксування деталей в коловому напрямі і допускають їх взаємне осьове переміщення (рухомі з'єднання).

Область застосування:

- у високонавантажених машинах (автотранспорт, верстатобудування, авіабудування тощо), в якості нерухомих з'єднань для жорсткого з'єднання маточини з валом,
- для з'єднання з компенсуванням невеликої співвісності для рухомого з'єднання під навантаженням (свердлильні шпинделі, карданні вали) і без навантаження (рухомі зубчасті колеса в коробках передач).

Зубці на валах одержують фрезеруванням, струганням або накочуванням. Зуби в отворах утворюють протяганням або довбанням. Протягання — високопродуктивний спосіб і широко застосовується в масовому виробництві. Для оздоблювальних операцій використовують шліфування, дорнування тощо.

20.1.1 Класифікація

1 За навантажувальною здатністю шліці розділяють на серії за стандартом (відрізняються висотою та кількістю зубців):

- легка ($D = 26 \dots 120 \text{ мм}$, $z = 6, 8, 10$);
- середня ($D = 14 \dots 125 \text{ мм}$, $z = 6, 8, 10$);
- важка ($D = 20 \dots 125 \text{ мм}$, $z = 10, 16, 20$)/

2 За формою профілю (рис. 20.1):

- прямобічні;
- евольвентні;
- трикутні (мало поширені).

3 По характеру з'єднання:

- нерухомі (для закріплення на валу);
- рухомі (допускають переміщення деталі вздовж валу).

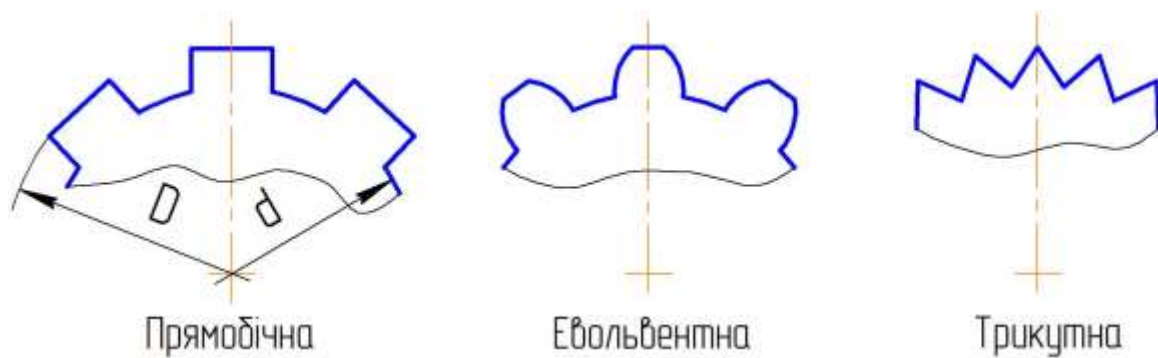
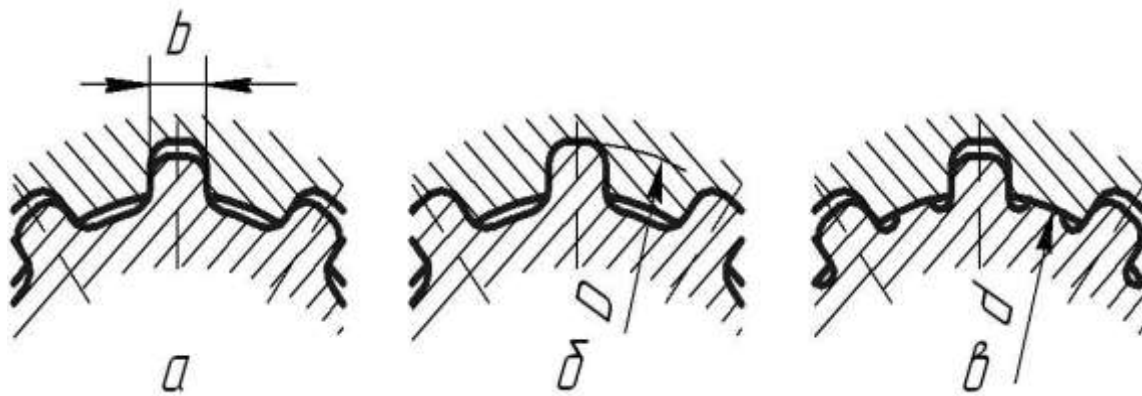


Рисунок 20.1 – Форми шліців

З'єднання з прямобічними зубцями (див. рис. 20.1) найбільш поширені. Залежно від числа зубців z і їх висоти стандарт передбачає з'єднання трьох серій: легку, середню і важку. У разі переходу від легкої серії до середньої і, відповідно, до важкої за незмінного внутрішнього діаметра d зубців збільшується їх число, зовнішній діаметр D і, як результат, навантажувальна здатність.

Легка серія рекомендується для нерухомих з'єднань, середня – для рухомих, важка – для нерухомих і рухомих під час передачі великих моментів і важких умовах за зношуванням.

Центрування, тобто одержання співвісного положення з'єднаних деталей, виконується: за зовнішнім (рис. 20.2,б) або внутрішнім (рис. 20.2,в) діаметром зубців, а також за бічними сторонами зубців (рис. 20.2,а).



*a – за бічними сторонами зубців; б – за зовнішнім діаметром;
в – за внутрішнім діаметром*

Рисунок 20.2 – Види центрування шліцьових з'єднань з прямобічними зубцями

Для перших двох типів центрування з'єднання мають мінімальні зазори за поверхнями діаметрів D і d відповідно і обмежений зазор за боковими поверхнями. За центрувальним діаметром передбачається значний зазор. Під час центрування за розміром b мінімальний зазор устанавлюють за боковими поверхнями зубців і значні зазори за поверхнями діаметрів d і D .

Центрування за зовнішнім або внутрішнім діаметром виконується в з'єднаннях, до яких ставляться підвищені вимоги до точності обертання спряжених деталей (наприклад, зубчастих коліс).

Центрування за зовнішнім діаметром технологічно найбільш просте і економічне, оскільки центрувальна поверхня валу може виконуватись точінням і круглим шліфуванням, а маточини – протягуванням. Це можливо тільки за невисокої твердості маточини (до $350HB$). Центрування з'єднання за внутрішнім діаметром виконується за високої твердості маточини (понад $350HB$), при цьому обробка центрувальних поверхонь вала і маточини – шліфування.

Центрування за боковими поверхнями зубців сприяє більш рівномірному розподілу навантаження між зубцями, але не забезпечує точної співвісності маточини і вала. Використовуються порівняно рідко – тільки в з'єднаннях, що передають динамічні реверсивні навантаження, наприклад, у шліцьових з'єднаннях карданних валів автомобілів.

У сучасних конструкціях успішно використовується центрування шліцьових з'єднань за допоміжними поверхнями, винесеними за межі з'єднання.

Розміри шліців D, b, d, z – стандартизовані. Число шліців $z = 4, 6 \dots 10 \dots 20$. Найчастіше використовують $z = 4 \dots 10$.

З'єднання з евольвентними зубцями порівняно зі з'єднаннями із прямобічними зубцями має низку переваг: більшу міцність зубців унаслідок їх стовщення до основи і кращу технологічність шліцьових валів, але

виготовлення евольвентних шліців у маточинах значно складніше, оскільки евольвентні протяжки дорогі і шліфування шліців є більш трудомістким.

Профіль зубців подібний до профілю зубців зубчастих коліс, відрізняється тільки більшим кутом профілю ($\alpha = 30^\circ$) і меншою висотою зубців, що пов'язано з відсутністю перекошування. Аналогічна і технологія виготовлення.

Центрування евольвентних шліцевих з'єднань виконується за бічними поверхнями зубців і зрідка за зовнішнім діаметром.

З'єднання з трикутними зубцями використовуються переважно для нерухомих з'єднань при тонкостінних маточинах, порожнистих валах, а також в з'єднаннях сталевих валів з маточинами із легких сплавів.

Центрування виконується тільки за боковими поверхнями зубців.

20.2 Розрахунок шліцевих з'єднань прямобічними шліцями

Експерименти встановлено, що при роботі шліцевих з'єднань у разі радіальних навантажень і згинальних моментів відбуваються ковзання та спрацювання, пов'язані із зазорами та контактними деформаціями, особливо за відсутності мастильного матеріалу.

Основні види відмов шліцевих з'єднань:

- пошкодження робочих поверхонь зубців у вигляді спрацювання та зминання;
- заїдання;
- поломки шліцевих валів і зубців.

Головні критерії працездатності шліцевих з'єднань:

- зносостійкість;
- стійкість до заїдання;
- міцність.

Надійність роботи з'єднань забезпечується вибором відповідних матеріалів, зміцненням робочих поверхонь шліців і розрахунком.

Основним вважають розрахунок на спрацювання з перевіркою на зминання (рис. 20.3).

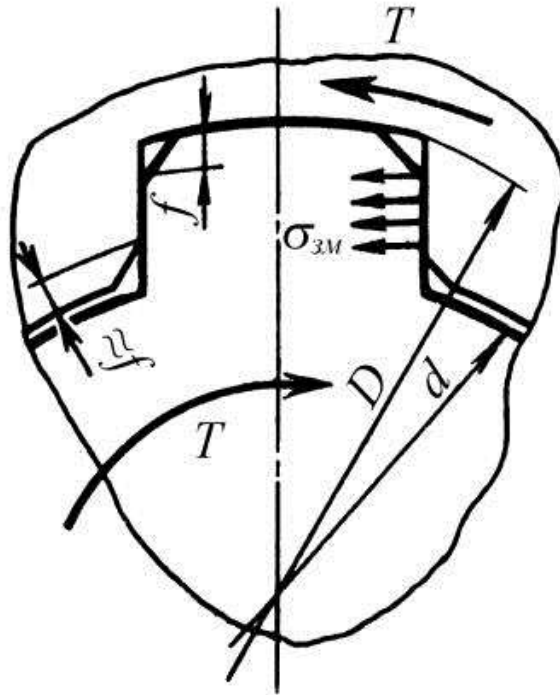


Рисунок 20.3 – Розрахункова схема прямобічного шліцьового з'єднання

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{з.м} = \frac{F}{A_{з.м}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{неп}}{z \cdot d_m \cdot h \cdot l \cdot \zeta} \leq [\sigma]_{з.м}, \quad (20.1)$$

де z – число зубців у з'єднанні;

d_m – середній діаметр з'єднання. $d_m = \frac{D + d}{2}$;

h – висота робочої поверхні контакту зубців. $h = \frac{D - d}{2}$;

l – довжина зубчастого з'єднання (довжина маточини деталі, розміщеної на валу);

ζ – коефіцієнт, який враховує концентрацію дотичного тиску на краях шліцьового з'єднання. $\zeta = 0,75 \dots 0,80$;

$[\sigma]_{з.м}$ – допустимі напруження, що визначаються за рекомендаціями.

Під час вибору допустимих напружень прямобічних з'єднань валів із зубчастими колесами враховується динамічність навантаження, похибки виготовлення, нерівномірність розподілу навантаження між зубцями тощо.

Для з'єднань, що передають тільки момент, допустимі напруження можна приймати: за незагартованих поверхонь $[\sigma]_{з.м} = 80 \dots 120 \text{ МПа}$, а загартованих $[\sigma]_{з.м} = 120 \dots 150 \text{ МПа}$. Більші значення приймаються за спокійного навантаження.

У шліцьових з'єднаннях зубчастих коліс з валами бажано шліцьову ділянку маточини розміщувати симетрично відносно вінців коліс для того,

щоб уникнути нерівномірного зношування зубців з'єднання і перекосу зубців колеса.

Залежність зменшення зношування робочих поверхонь у разі збільшення твердості матеріалу майже квадратна, тому їх доцільно зміцнювати, у відповідальних з'єднаннях використовується поверхнєве загартування, цементация або азотування.

Перелік посилань на рекомендовану літературу

Назва теми для опрацювання	Посилання
1 Конструкція й класифікація	[2, с. 135–154]
2 З'єднання із прямокутним профілем шліців і їх розрахунки	[2, с. 135–154]
3 Допустимі напруження при розрахунках	[2, с. 135–154]

Контрольні питання

- 1 У чому переваги шліцевого з'єднання в порівнянні зі шпонковим?
- 2 Критерії працездатності шліцевих з'єднань. Чому вони зношуються і як це враховується при розрахунках?
- 3 Запишіть і проаналізуйте умову міцності на зминання шліцевого з'єднання, що передає тільки крутний момент.
- 4 Які фактори впливають на допустимі напруження для шліцевих з'єднань?

21 З'ЄДНАННЯ ЗВАРЮВАННЯМ

21.1 Характеристика і призначення зварних з'єднань

Зварні з'єднання – основний тип нерознімних з'єднань. Це з'єднання деталей шляхом місцевого нагрівання їх матеріалу до розплавленого або пластичного стану без прикладання зовнішньої сили або з прикладанням зовнішньої сили (відповідно електродугове та контактне зварювання).

Зварні з'єднання належать до нерухомих, нерознімних, напружених з'єднань. Навантаження між звареними частинами передається безпосередньо через шов, який має приблизно таку саму міцність, як і основний метал конструкції.

Залежно від способу нагрівання розрізняють:

- ручне дугове зварювання металевим електродом;
- автоматичне дугове зварювання металевим електродом під флюсом;
- електрошлакове зварювання металевим електродом;
- контактне зварювання.

Ручне дугове зварювання металевим електродом. Електрод – сталевий стержень з товстим захисним покриттям, яке при плавленні виділяє велику кількість шлаку та газу, що утворює захисне середовище для шва і цим забезпечує підвищення його якості. Теплота, що виділяється від дуги, виникає між деталлю та електродом, оплавляє краї деталі і розплавляє електрод, метал з якого йде на формування шва. Ручне дугове зварювання виконується для з'єднання короткими швами, або складними за конфігураціями швами в індивідуальному та малосерійному виробництвах. З'єднуються деталі завтовшки 1...60 мм і більше.

Автоматичне дугове зварювання металевим електродом під флюсом. Зварювання виконується машинами. До флюсу входять шлакоутворювальні (для захисту від впливу зовнішнього середовища), легуючі та розкислювальні компоненти. Забезпечується висока продуктивність та якість зварних швів. Цей метод економічний для прямолінійних і кільцевих швів значної довжини, використовується у великосерійному і масовому виробництвах. Зварюються деталі завтовшки 2...180 мм і більше.

Електрошлакове зварювання металевим електродом. Джерелом нагрівання є теплота, що виділяється при проходженні струму від електроду до деталі через шлакову ванну. Зварюються деталі із сталі і чавуну завтовшки до 1 м (станини, корпуси).

Контактне зварювання використовується для з'єднання деталей, виготовлених із тонколистових елементів. Нагрівання стику з'єднуваних деталей відбувається теплотою, яка виділяється при проходженні електричного струму через стик деталей.

У сучасному виробництві широко використовуються спеціальні види зварювання. Для з'єднання деталей із високолегованих сталей, сплавів та кольорових металів застосовується зварювання в середовищі інертних газів (аргону, гелію). Поширюється зварювання за допомогою електронного променя, лазера, ультразвуку, вибуху, плазми тощо.

Зварювання використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, але й як технологічний спосіб виготовлення самих деталей. Зварні деталі у багатьох випадках заміняють литі та ковані. Використання зварних конструкцій дозволяє у багатьох випадках знизити витрати матеріалу або масу конструкції на 30...50%, зменшити вартість виробів у 1,5...2 рази.

Основна умова при проектуванні зварного з'єднання – це забезпечення рівномірності шва та з'єднуваних деталей.

Переваги і недоліки зварних з'єднань представлені у табл. 21.1.

Таблиця 21.1 – Переваги і недоліки зварних з'єднань

Переваги	Недоліки
1 Відсутність додаткових з'єднувальних елементів	1 Поява температурних напружень і пов'язане з цим викривлення деталей після зварювання
2 Рівномірність шва і елементів деталей, що з'єднуються	2 Значна концентрація напружень в області зварних швів
3 Економія матеріалу та зменшення маси виробів	3 Знижена стійкість проти корозії
4 Висока продуктивність та простота процесу зварювання	4 Низька несуча здатність при вібраційному навантаженні
5 Можливість автоматизації процесу	5 Складність контролю шва
6 Герметичність швів	6 Залежність якості шва від кваліфікації зварника (у разі ручного зварювання)

21.2 Види зварних з'єднань і типи зварних швів

Залежно від взаємного розміщення частин зварного з'єднання розрізняють такі види з'єднань (рис. 19.1):

- стикові (а);
- напусткові (б);
- таврові (в);
- кутові (г).

У курсі деталей машин звичайно вивчають два типи зварних швів (див. рис. 21.1): стикові (А); кутові (Б).

Таврові та кутові з'єднання можуть виконуватися стиковими або кутовими швами.

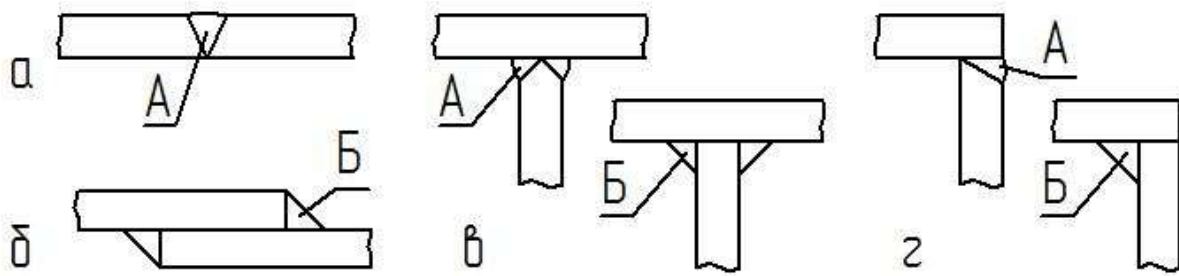


Рисунок 21.1 – Види зварних з'єднань і типи зварних швів

21.3 Стикові з'єднання

Схема стикового з'єднання зображена на рис. 21.2. Такі з'єднання можуть сприймати поздовжні та поперечні сили, обертальні та згинальні моменти. Стиковий шов виконується контактним або дуговим зварюванням.

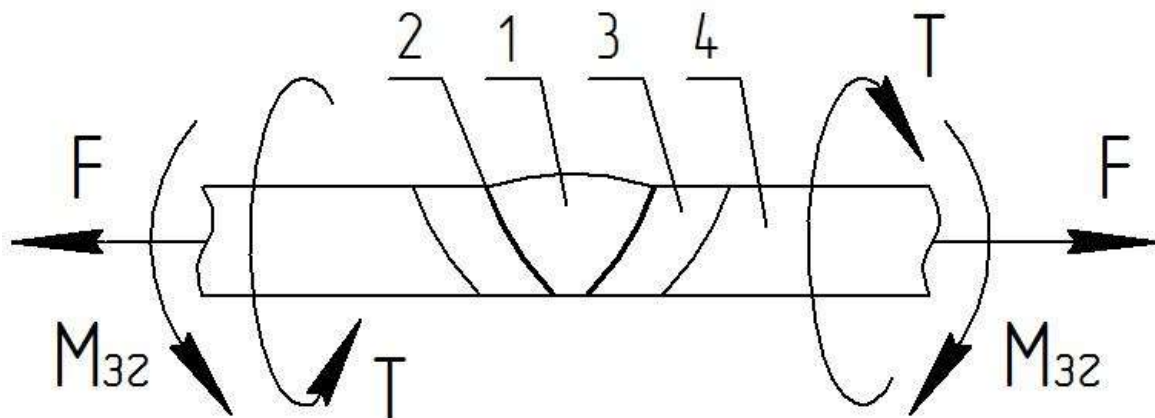


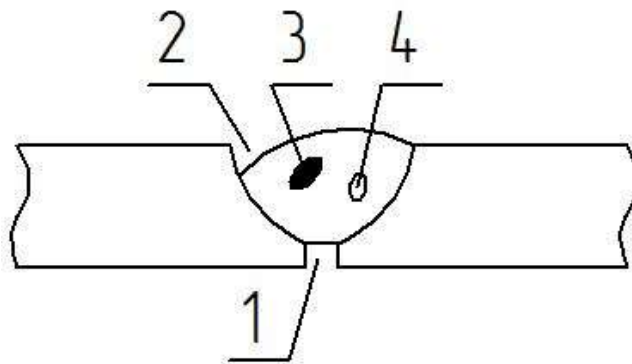
Рисунок 21.2 – Схема стикового з'єднання

У перерізі стикового з'єднання (див. рис. 21.1) виділяють: 1 – зварний шов; 2 – зону сплавлення; 3 – зону термічного впливу; 4 – основний матеріал.

Установлено, що при якісному виконанні зварювання руйнування з'єднання сталевих деталей відбувається головним чином у зоні термічного впливу. Тому в розрахунки на міцність закладають геометричні параметри цієї зони.

Дефекти стикового шва бувають такими (рис. 21.3).

У розрахунках зварних з'єднань дефекти швів не враховують.



1 – непровар; 2 – підріз; 3 – шлак; 4 – газ
Рисунок 21.3 – Дефекти стикового шва

21.3.1 Розрахунки стикових швів зварних з'єднань

Розрахункова схема зварного з'єднання стиковим швом представлена на рис. 21.4.

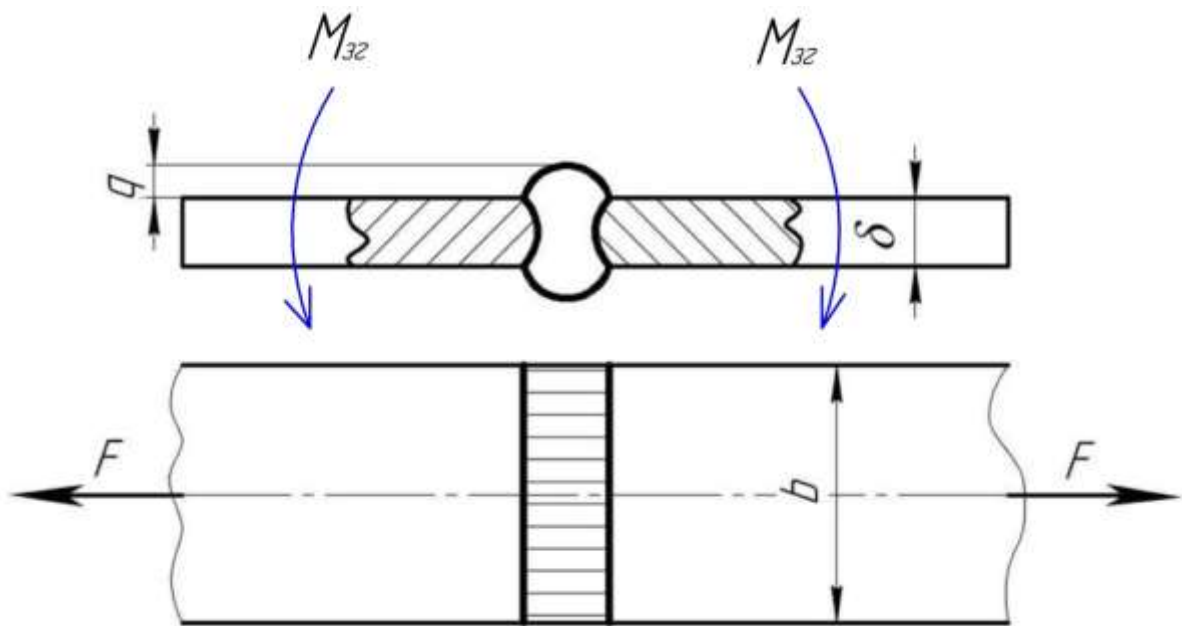


Рисунок 21.4 – Розрахункова схема зварного з'єднання стиковим швом

Умова міцності для стикових швів залежить від схеми навантаження.

1 Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F умова міцності має вигляд

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{l \cdot \delta} \leq [\sigma]_p, \quad (21.1)$$

де σ_p – напруження розтягу у шві (зоні термічного впливу);

$[\sigma]_p'$ – допустиме напруження для зварного з'єднання, яке залежить від допустимого напруження для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження;

l – довжина зварного шва. $l = b$;

b – ширина деталі;

δ – товщина деталі.

У разі коли зварний шов косий (рис. 21.5) довжина зварного шва дорівнює $l = b / \sin \beta$.

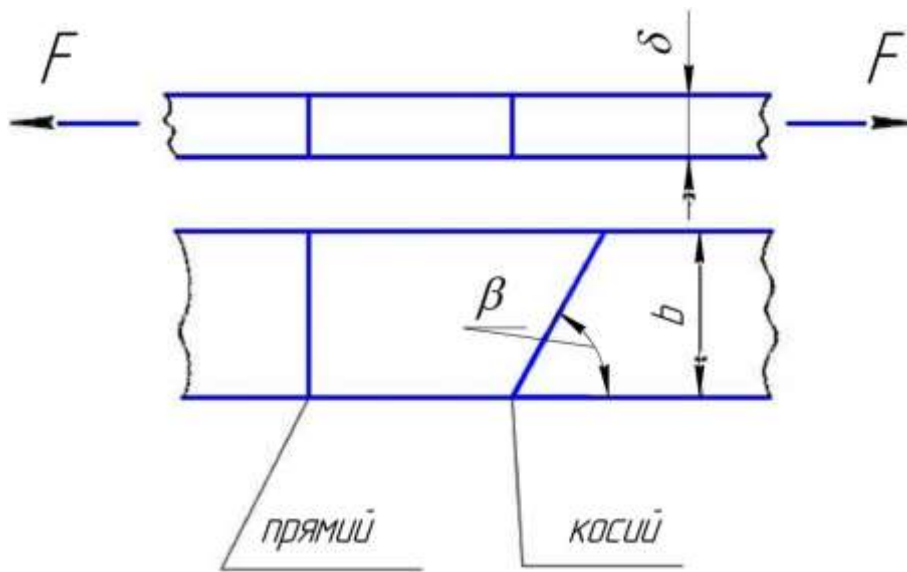


Рисунок 21.5 – Розрахункова схема зварного з'єднання стиковим швом

2 Якщо з'єднання навантажене моментом згину M_{32} умова міцності має вигляд

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_o} = \frac{M_{32}}{b \cdot \delta^2 / 6} \leq [\sigma]_{32}', \quad (21.2)$$

де σ_{32} – напруження згину у шві (зоні термічного впливу);

$[\sigma]_{32}'$ – допустиме напруження для зварного з'єднання, яке залежить від допустимого напруження для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження.

3 Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F і моментом згину M_{32} зварний шов знаходиться у складному напруженому стані:

$$\sigma_{екв} = \sigma_p + \sigma_{32} = \frac{F}{b \cdot \delta} + \frac{M_{32}}{b \cdot \delta^2 / 6} \leq [\sigma]_p, \quad (21.3)$$

21.4 Напунктові з'єднання

Напунктові з'єднання виконуються кутовими швами з розрахунковим перерізом у вигляді прямокутного трикутника (рис. 21.6).

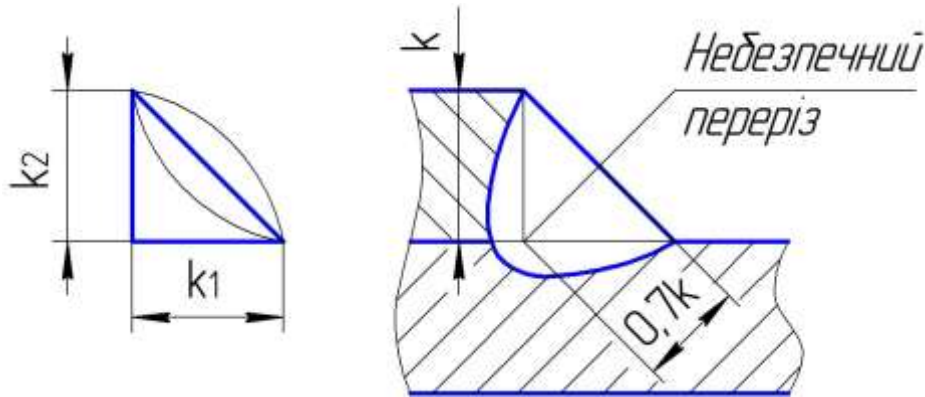


Рисунок 21.6 – Зварний кутовий шов

Залежно від співвідношення катетів розрізняють шви:

- нормальний ($k_1 = k_2$);
- посилений ($k_1/k_2 = \frac{2}{1} \dots \frac{3}{1}$);
- увігнутий, який отримують глибоким проплавленням або механічною обробкою;
 - випуклий, який не потрібно застосовувати, бо знижується міцність з'єднання.

Навантажувальна здатність конструкцій із посиленими та увігнутими швами завдяки меншій концентрації напружень (більш плавний перехід від однієї деталі до іншої) вища, ніж у з'єднань з нормальним швом.

Залежно від розміщення щодо навантаження у напунктових з'єднаннях розрізняють такі кутові шви (рис. 21.7):

- лобовий (поперечний, що утворює кут 90° з лінією дії сили) – 1;
- фланговий (поздовжній, паралельний лінії дії сили) – 2;
- скісний (під кутом до цієї лінії) – 3;
- комбінований, що складається з лобового та флангових швів – 1,2.

Уздовж лобових швів навантаження, а відповідно і напруження, розподіляються рівномірно (див. рис. 21.7). Уздовж флангових швів навантаження розподіляються нерівномірно, тому довжину флангових швів обмежують ($l_\phi \cong 50 \cdot k$).

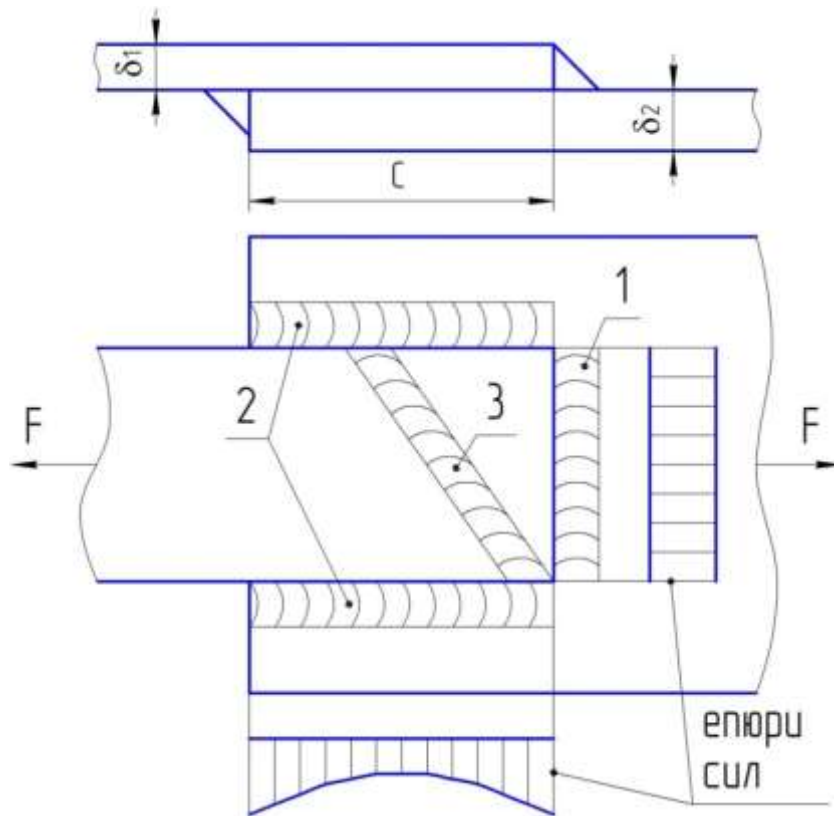


Рисунок 21.7 – Напусткове з'єднання

Особливості конструювання напусткових з'єднань такі:

- 1) катет шва повинен бути менше мінімальної товщини двох зварюваних деталей ($k \leq \delta_{min}$);
- 2) напуск $c \geq 4 \cdot k$;
- 3) шви мають бути з двох боків з'єднання (див. рис. 21.7);
- 4) довжина шва $l \geq 30 \text{ мм}$ для зниження впливу початку та кінця шва як менш якісних на міцність з'єднань;
- 5) довжина флангового шва $l_{\phi} \leq (50 \dots 60)k$.

21.4.1 Розрахунок на міцність з'єднань з кутовими швами

Розрахунки на міцність усіх зварних з'єднань, виконаних кутовими швами, виконують за дотичними напруженнями зрізу, які виникають у площині бісектриси прямого кута (рис. 21.8) незалежно від діючого навантаження.

Умова міцності для стикових швів залежить від схеми навантаження.

1 Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F умова міцності має вигляд

$$\tau_{zp} = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l_p} \leq [\tau]_{zp}', \quad (21.4)$$

де τ_{zp} – напруження зрізу у шві (зоні термічного впливу);

$[\tau]_{zp}'$ – допустиме напруження для зварного з'єднання, яке залежить від допустимого напруження для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження;

l_p – розрахункова довжина зварних швів:

- у разі наявності тільки двох лобових або флангових швів розрахункова довжина зварних швів дорівнює: $l_p = 2 \cdot l_l$ або $l_p = 2 \cdot l_\phi$;
- у разі наявності комбінованих швів розрахункова довжина зварних швів дорівнює: $l_p = 0,3 \cdot l_l + 1,5 \cdot l_\phi$.

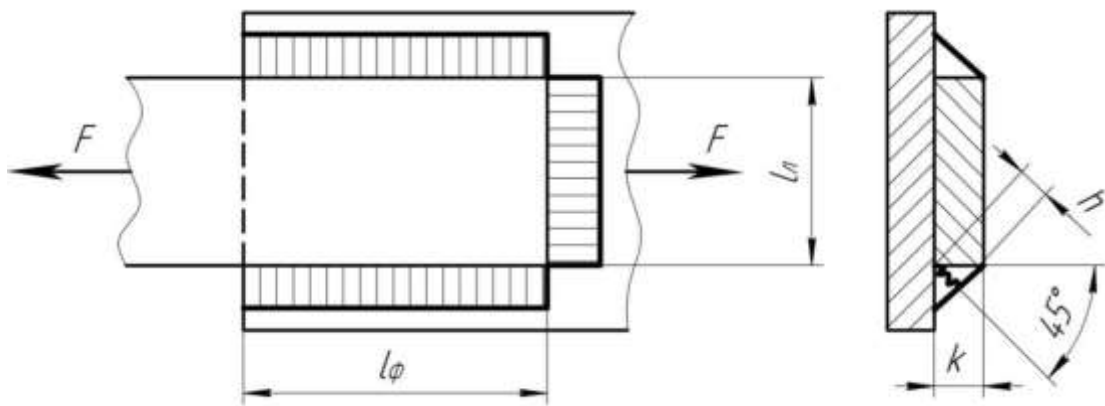


Рисунок 21.8 – Розрахункова схема

Коли на з'єднання діють кілька силових факторів, доцільно використовувати принцип суперпозиції

$$\tau = \sum_{i=1}^k \tau_i \leq [\tau]', \quad (21.5)$$

де τ_i – дотичні напруження зрізу, зумовлені дією i -го силового фактора. Причому в окремих випадках мають на увазі геометричну суму.

21.5 Допустимі напруження при розрахунках зварних з'єднань

Норми допустимих напружень у зварних швах установлюють із урахуванням конкретних якісних показників зварювання й характеру навантаження зварного шва (табл. 21.2), у залежності від допустимих напружень матеріалу з'єднувальних деталей – $[\sigma]_{ред}$.

$$[\sigma]_{p\text{дет}} = \frac{\sigma_T}{S}.$$

σ_T – границя текучості матеріалу деталей, що зварюються;

$S = 1,2 \dots 1,8$ – коефіцієнт запасу міцності.

Таблиця 21.2 – Допустимі напруження для зварних швів при статичному навантаженні

Вид технологічного процесу зварювання	Допустимі напруження у швах		
	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_{ст}$	$[\tau]_{зр}$
Автоматична під флюсом; ручна електродами Е42А, Е50А; контактна стикова	$[\sigma]_{p\text{дет}}$	$[\sigma]_{p\text{дет}}$	$0,65 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$
Ручна дугова електродами Е42, Е50	$0,9 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$	$[\sigma]_{p\text{дет}}$	$0,6 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$
Контактна точкова	—	—	$0,5 \cdot [\sigma]_{p\text{дет}}$

При циклічному навантаженні зварного шва

$$[\tau]_r = [\tau]' \cdot \gamma,$$

де $\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot k_e \pm 0,25) - (0,6 \cdot k_e \mp 0,25) \cdot r}$ – поправочний коефіцієнт;

k_e – ефективний коефіцієнт концентрації напружень:

- для кутових флангових швів $k_e = 3,4$;
- для лобових швів при ручному зварюванні $k_e = 2,3$;
- при автоматичному зварюванні $k_e = 1,7$;

$r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$ – коефіцієнт асиметрії циклу;

Верхні знаки $\pm$ або $\mp$ беруть коли середнє напруження в циклі $\sigma_m > 0, \tau_m > 0$, а нижні знаки, коли $\sigma_m < 0, \tau_m < 0$.

Перелік посилань на рекомендовану літературу

Назва теми для опрацювання	Посилання
1 Загальні відомості про зварні з'єднання	[1, с.66; 2, с.78; 3, с.160–165]
2 Стикове з'єднання деталей	[1, с.66–82; 2, с.81–83; 3, с.165]
3 Напусткове з'єднання	[1, с.66–82; 2, с.83–90; 3, с.165–167]

4 Таврове з'єднання	[1, с.66–82; 3, с.168]
5 З'єднання контактним зварюванням	[1, с.76–78; 2, с.90–92; 3, с.168–169]
6 Допустимі напруження для швів зварних з'єднань	[1, с.78–80; 2, с.92–93; 3, с.170–171]

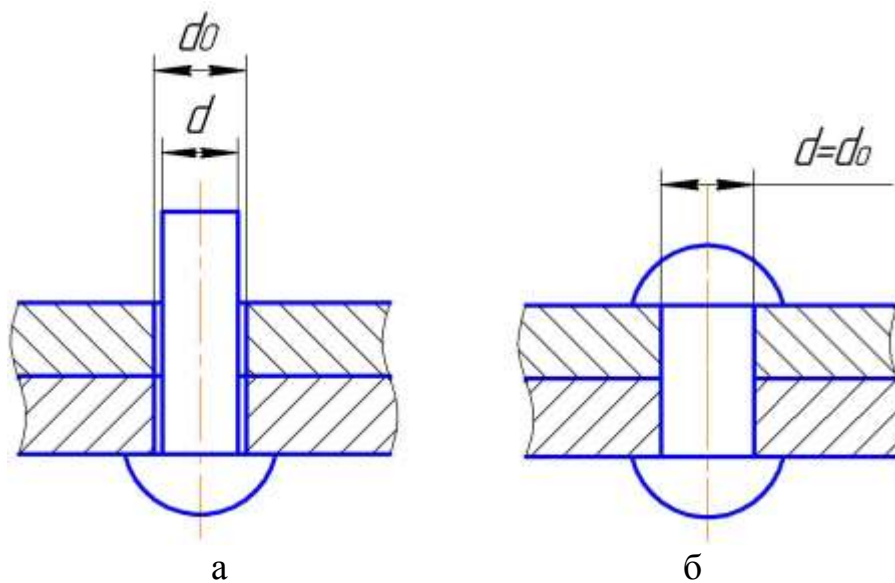
Контрольні питання

- 1 Перелічіть переваги й недоліки зварних з'єднань.
- 2 Порівняйте з'єднання стикове і напусткове, відзначте їхні переваги й недоліки.
- 3 У чому переваги увігнутої форми поперечного перерізу кутового шва?
- 4 Чому не рекомендують застосовувати довгі флангові шви?
- 5 Перелічіть галузі застосування точкового й шовного контактного зварювання.
- 6 Які фактори впливають на міцність зварних з'єднань?
- 7 Приведіть порядок розрахунків на міцність зварних стикових і напусткових з'єднань.
- 8 Які конструкції швів застосовуються для збільшення коефіцієнта міцності?

22 ЗАКЛЕПКОВІ З'ЄДНАННЯ

22.1 Загальні положення, типи заклепок і матеріали

Заклепковим називається нероз'ємне з'єднання деталей за допомогою заклепки – суцільного чи порожнистого циліндричного стрижня із закладною головкою на одному кінці. З'єднання формується шляхом установки заклепок в попередньо підготовлені в деталях отвори (рис. 22.1,а) і подальшої осадки стрижня (клепання) для формування другої (замикальної) головки (рис. 22.1,б). В процесі клепання деталі стискаються, а стрижень заклепки осаджується і щільно заповнює отвір.



а – закладання заклепки; б – після клепання

Рисунок 22.1 – Формування заклепкового з'єднання:

Отвори в деталях продавлюють або просвердлюють. У разі продавлювання листи деформуються, на краях отворів виникають тріщини, а на вихідній стороні утворюються гострі кромки, які можуть спричинити підрізання стрижня заклепки. Свердління менш продуктивне, але забезпечує підвищену міцність. Іноді продавлювання суміщають з наступним розсвердлюванням.

Клепання виконується вручну або машинами. Якість з'єднання машинного клепання вища, оскільки при цьому забезпечується однорідність зусилля клепання і більша сила стиску деталей.

Стальні заклепки малого діаметра (до 10...12 мм) і заклепки із кольорових металів клепаються без нагрівання (холодне клепання), стальні заклепки з більшим діаметром перед установленням нагрівають (гаряче кле-

пання). Нагрівання заклепок полегшує процес клепаання і підвищує якість з'єднання.

Заклепки використовують для з'єднання листів, смуг, прокатних профілів тощо, де зовнішні навантаження діють паралельно до площини стику. Заклепкові з'єднання значно витіснені зварними з причини більшої витрати матеріалу, значної трудомісткості їх виготовлення і високої вартості. Однак заклепкові з'єднання добре працюють у конструкціях, що сприймають різко виражені вібраційні навантаження (корпуси літаків, кораблів, металоконструкції, автомобільні і тракторні рами тощо); вони мають переваги під час з'єднання деталей, що не допускають нагрівання у разі зварювання, внаслідок можливого відпускання чи короблення; з'єднання деталей із матеріалів, що погано зварюються, а також з'єднання деталей із шкіри та її замінників.

Заклепкові з'єднання використовують також під час виготовлення деталей машин загального призначення, наприклад, для кріплення вінців зубчастих коліс до маточини, лопаток в турбінах, гальмівних накладок тощо.

За призначенням заклепкові з'єднання ділять на міцні (металоконструкції); щільні (резервуари з невеликим внутрішнім тиском) і міцнощільні (резервуари з високим тиском).

Існує багато типів заклепок, форма і розміри більшості із них стандартизовані: заклепки з суцільним стрижнем: з напівкруглою головкою, використовують в міцних і щільних з'єднаннях; з плоскою головкою, призначені для роботи в корозійних середовищах; з потайною або напівпотайною головкою, використовуються за необхідності уникнення виступаючих частин (наприклад, в літакобудуванні) або у разі з'єднання тонких листів; заклепки напівпорожнисті і порожнисті, використовуються для з'єднання тонких листів і неметалічних деталей.

Матеріал заклепок повинен бути досить пластичним для забезпечення можливості формування голівок і однорідним з матеріалом деталей, що з'єднуються, щоб уникнути електрохімічної корозії. Сталеві заклепки звичайно виготовляють зі сталей Ст2, Ст3, 09Г2 і ін. Для з'єднання елементів зі сталей підвищеної якості доцільно застосовувати заклепки з тих же сталей, якщо можливо за умовами їхнього пластичного деформування. З легких сплавів для заклепок застосовують В65, Д15 і ін.

При конструюванні рекомендується дотримуватися наступних правил:

а) в елементах, що працюють на розтяг або стиск для зменшення їхнього згину, заклепки варто розташовувати можливо ближче до осі, що проходить через центр маси перерізів, або симетрично щодо цієї осі;

б) у кожному з'єднанні для усунення можливості відносного повороту деталей, що з'єднуються, бажано використовувати не менш двох заклепок;

в) заклепки за можливістю варто розміщати таким чином, щоб елементи, що з'єднуються, послаблялися менше і їхній матеріал використову-

вався більш повно, тобто варто віддавати перевагу шаховому розташуванню рядному.

22.2 Розрахунок заклепкових з'єднань

Відповідно до звичайних умов роботи заклепкових з'єднань основними навантаженнями для них є поздовжні сили F , що прагнуть зрушити деталі, що з'єднуються, одну щодо іншої (рис. 22.2). При навантаженні заклепкового з'єднання поздовжніми силами (у межах сил тертя на поверхнях контакту) навантаження передається силами тертя, які в з'єднаннях гарячою клепою без карбування відповідають умовному напруженню заклепки на зріз $80\ldots 90$ МПа. Потім у роботі починає брати участь тіло заклепки, піддаючись згини, зминанню й зсуву.

В щільному й точному з'єднаннях необхідно, щоб все зовнішнє навантаження сприймалося силами тертя, щоб уникнути місцевих зсувів.

Розрахунок заклепок у з'єднанні, що перебуває під дією поздовжнього навантаження, зводиться за формою до розрахунку їх на зріз. Тертя в стику враховують при виборі допустимих напружень зрізу. При центральній дії навантаження передбачається рівномірний розподіл сил між заклепками.

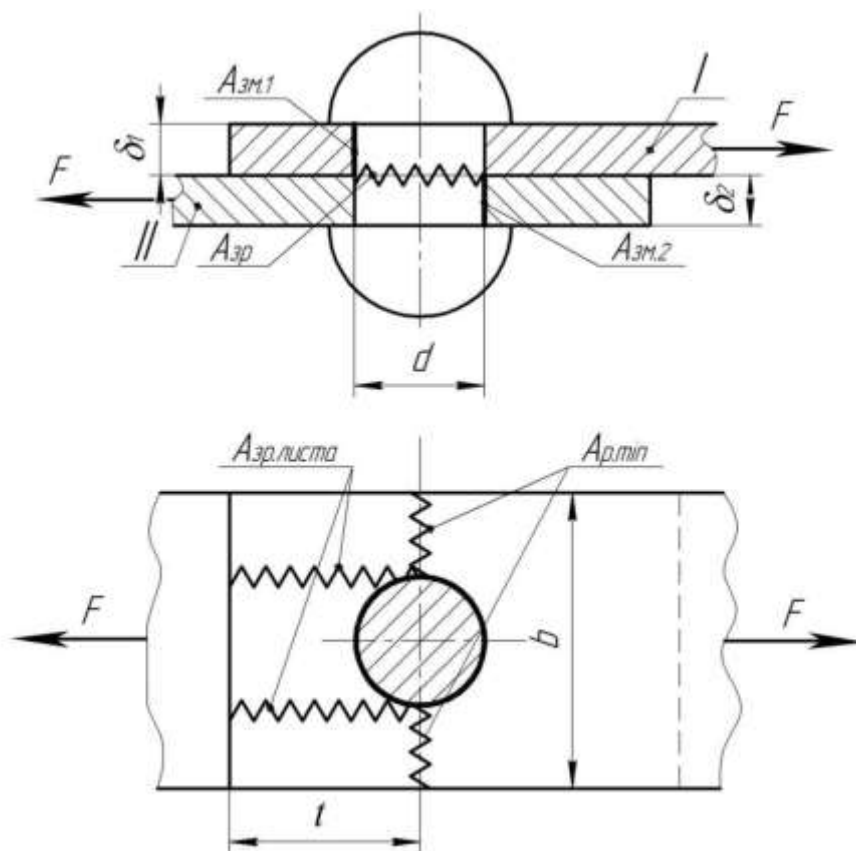


Рисунок 22.2 – Розрахункова схема

1 Перевірка міцності заклепок на зріз.

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A \cdot z} = \frac{F}{(\pi \cdot d^2 / 4) \cdot z} \leq [\tau]_{зр}, \quad (22.1)$$

де d – діаметр стрижня заклепки;

$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ – площа зрізу;

z – кількість заклепок;

2 Перевірка міцності заклепок та з'єднувальних листів на зминання.

Для визначеності припустимо, що $\delta_1 > \delta_2$, де δ – товщина листів.

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A \cdot z} = \frac{F}{(d \cdot \delta_2) \cdot z} \leq [\sigma]_{зм}. \quad (22.2)$$

3 Перевірка міцності листа на розтяг в ослабленому перерізі з площею A_{pmin}

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{pmin}} = \frac{F}{(b - d) \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_p, \quad (22.3)$$

де b – ширина листа.

4 Перевірка міцності на зріз (виколювання) листа одночасно в двох площинах $A_{зрлиста}$ за умови, що зріз відбувається на довжині $(t - 0,5 \cdot d)$

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A} = \frac{F}{(t - 0,5 \cdot d) \cdot 2 \cdot \delta_2} \leq [\tau]_{зр}. \quad (22.4)$$

22.3 Допустимі напруження в розрахунках заклепкових з'єднань

Допустимі напруження для деталей заклепкового з'єднання залежать від їхніх матеріалів, способу виконання отворів у деталях та характеру дії на з'єднання зовнішнього навантаження (постійне чи змінне).

Допустимі напруження для з'єднань сталевих деталей заклепками зі сталей Ст2 і Ст3 при розрахунку за основними навантаженнями: на зріз заклепок $[\tau]_{зр} = 140 \text{ МПа}$ й на зминання $[\sigma]_{зм} = 280 \dots 320 \text{ МПа}$, на розтягання елементів, що з'єднуються, зі сталі Ст3 $[\sigma]_p = 160 \text{ МПа}$.

При холодній клепці допустимі напруження у заклепках знижують на 30 %.

Для елементів з'єднань із пробитими й не розсвердленими отворами допустимі напруження знижують на 30 %.

Якщо з'єднання працює при рідких знакозмінних навантаженнях, допустимі напруження знижують множенням на коефіцієнт

$$\gamma = \frac{1}{a - b \cdot F_{\min}/F_{\max}} \leq 1, \quad (22.5)$$

де $F_{\min}$, $F_{\max}$ – найменша й найбільша по абсолютній величині сили, узяті зі своїми знаками. Для з'єднання елементів з низьковуглецевих сталей $a = 1; b = 0,3$, а для з'єднань зі середньовуглецевих сталей $a = 1,2; b = 0,3$.

Перелік посилань на рекомендовану літературу

Назва теми для опрацювання	Посилання
1 Конструкція заклепкових з'єднань та області їхнього застосування	[3, с.173–175]
2 Розрахунок заклепкових з'єднань	[3, с.175–177]
3 Допустимі напруження для заклепкових з'єднань	[3, с.177]

Контрольні питання

1 Опишіть процес утворення заклепкового з'єднання. Яку форму мають заклепки та з яких матеріалів їх виготовляють?

2 Охарактеризуйте основні переваги та недоліки заклепкових з'єднань.

3 Наведіть характерні приклади заклепкових з'єднань та дайте співвідношення для їхніх основних розмірів.

4 Які види розрахунків на міцність виконують для заклепок та деталей, що з'єднуються заклепками?

5 Від яких факторів залежать допустимі напруження для деталей заклепкового з'єднання?

**Теми, які не увійшли до конспекту лекцій
для додаткового самостійного вивчення**

Назва теми для опрацювання	Посилання
1 Основні положення про проектування та конструювання машин.	[3, с.14–19]
2 Машинобудівні матеріали.	[3, с.26–32]
3 Тертя і спрацювання деталей машин.	[3, с.56–65]
4 Жорсткість, вібро– і теплостійкість елементів машин.	[3, с.67–68]
5 Надійність і довговічність машин.	[3, с.69–74]
6 Технологічність і економічність машин та їхніх деталей.	[3, с.75–79]
7 Точність виготовлення деталей машин.	[3, с.80–93]
8 Поняття про оптимальне та автоматизоване проектування.	[3, с.94–98]
9 Пресові з'єднання.	[3, с.150–159]
10 З'єднання деталей паянням та склеюванням.	[3, с.179–182]
11 Пружні елементи машин.	[3, с.183–198]
12 Особливості конічних зубчастих передач із непрямыми зубцями.	[3, с.325–326]
13 Циліндричні зубчасті передачі із зачепленням Новікова.	[3, с.330–337]
14 Гвинтові і гіпоїдні зубчасті передачі.	[3, с.338–341]
15 Хвильові зубчасті передачі.	[3, с.342–347]
16 Глобоїдні черв'ячні передачі.	[3, с.170]
17 Передача гвинт–гайка.	[3, с.395–404]
18 Загальна характеристика приводів машин. Редуктори.	[3, с.471–475, 505–522]
19 Загальні задачі при конструюванні приводів машин.	[3, с.539–554]
20 Елементи оптимізації при проектуванні приводів машин	[3, с.550–554]