

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 правої різьби гвинтова лінія йде зліва направо і догори, у лівої – 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.

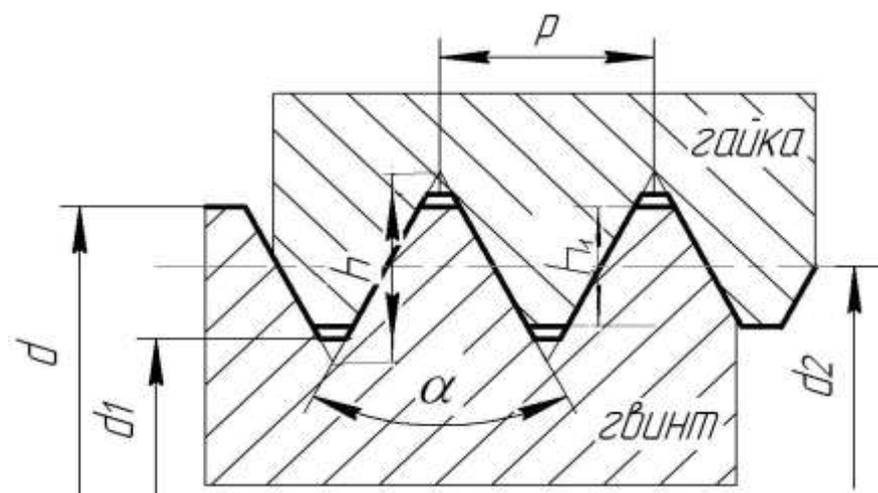


Рисунок 18.1 – Основні параметри різьби

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 напрямку, 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 напрямку, 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:

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

Кут профілю α – кут між боковими сторонами профілю.

За геометричною формою різьби виготовляють:

1) з трикутним профілем:

- метричні з кутом при вершині $\alpha = 60^0$;
- дюймові $\alpha = 55^0$;

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).

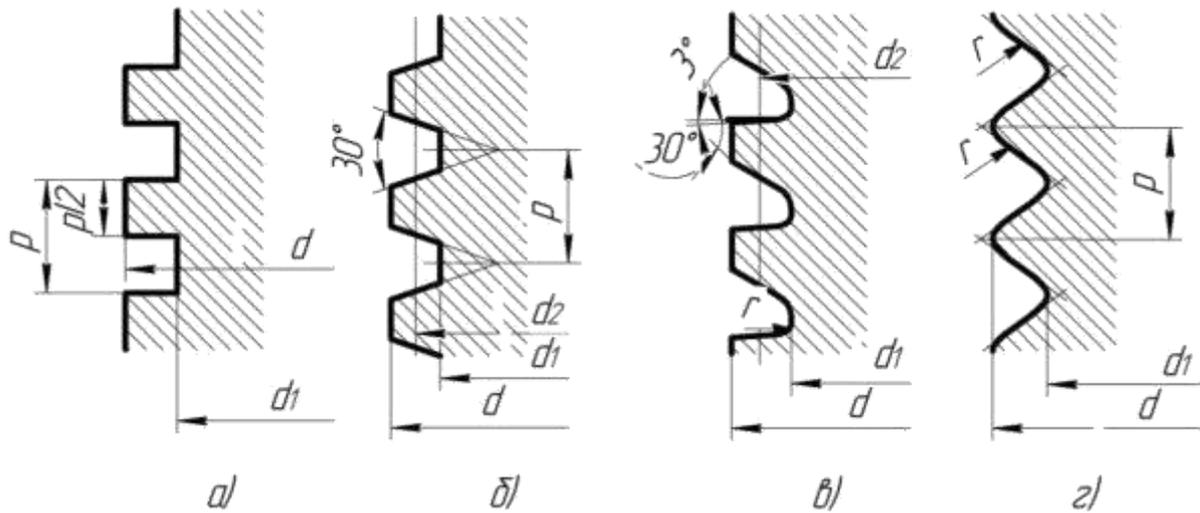


Рисунок 18.2 – Профілі різьб

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 $\varphi = \arctg f$, де f – коефіцієнт тертя.

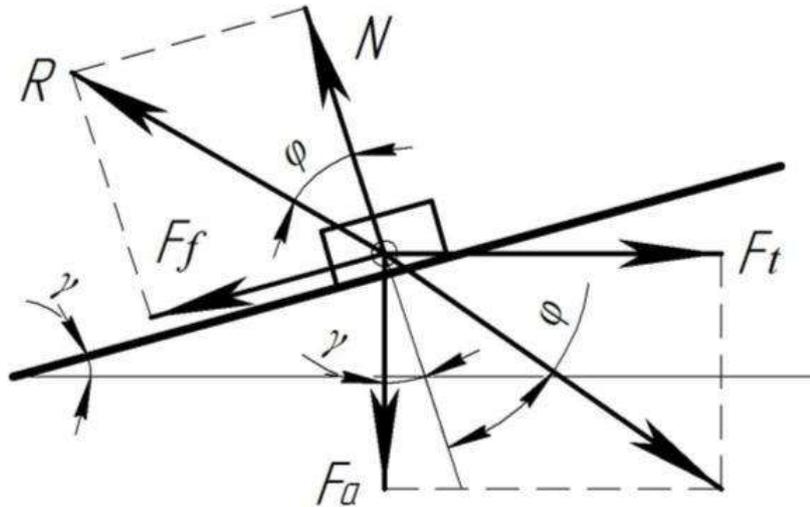


Рисунок 18.3 – Сили, що діють у гвинтовій парі

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 приведенний коефіцієнт тертя f' , або замість дійсного кута тертя φ підставити приведенний 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.

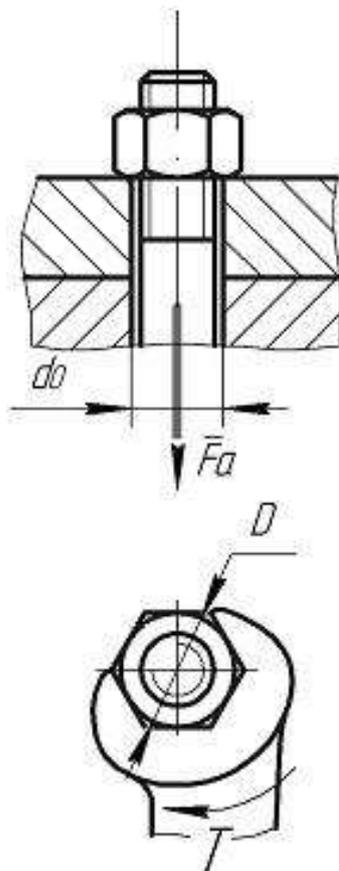


Рисунок 18.4 – До визначення моменту сил опору під час загвинчування

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:

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

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

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

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:

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

для гайки:

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

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.

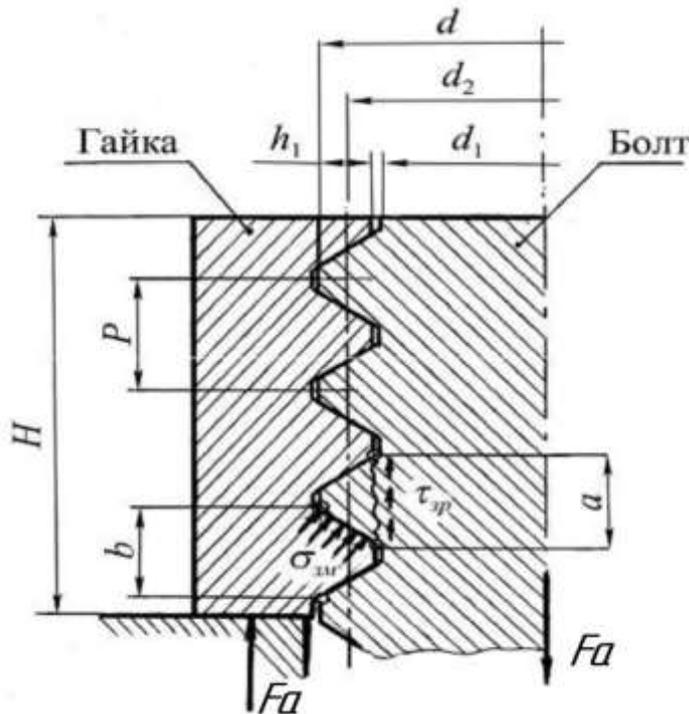


Рисунок 18.5 – Розрахунок різьби на міцність

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 змінання

Додатково витки різьб перевіряються за напруженнями змінання (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 осью 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.

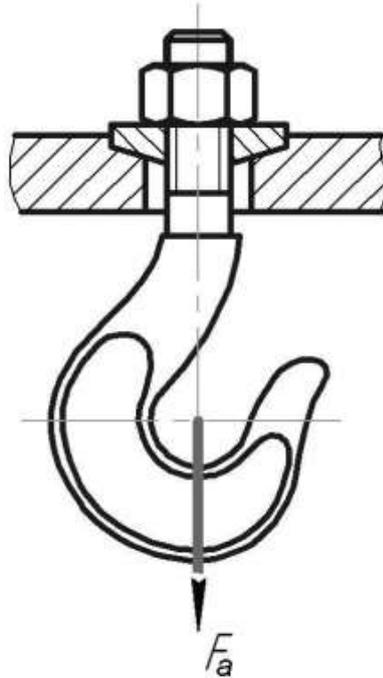


Рисунок 18.6 – Конструктивна схема вантажного гака

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 отвори 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. $K = \sigma_\Sigma / \sigma_p \cong 1,35$.

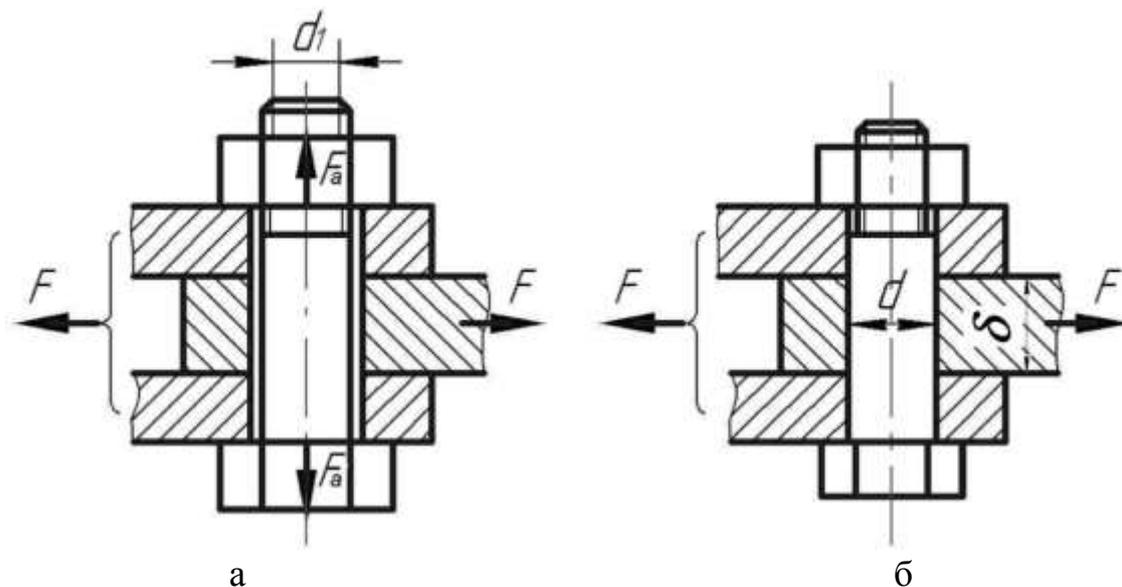


Рисунок 18.7 – З'єднання болтом, поставленим із зазором (а) без зазору (б)

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 зминання.

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.

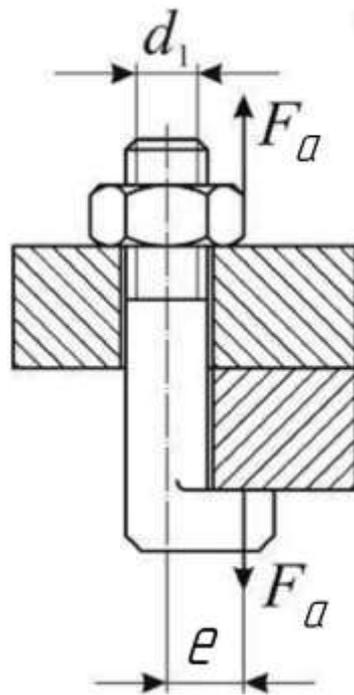


Рисунок 18.8 – Ексцентричне навантаження болтів

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:

$$\sigma_{z2} = \frac{F_a \cdot e}{0,1 \cdot d_1^3},$$

де e – ексцентриситет.

Тоді

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_{z2} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{F_a \cdot e}{0,1 \cdot d_1^3} \leq [\sigma]_{z2}. \quad (18.20)$$

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

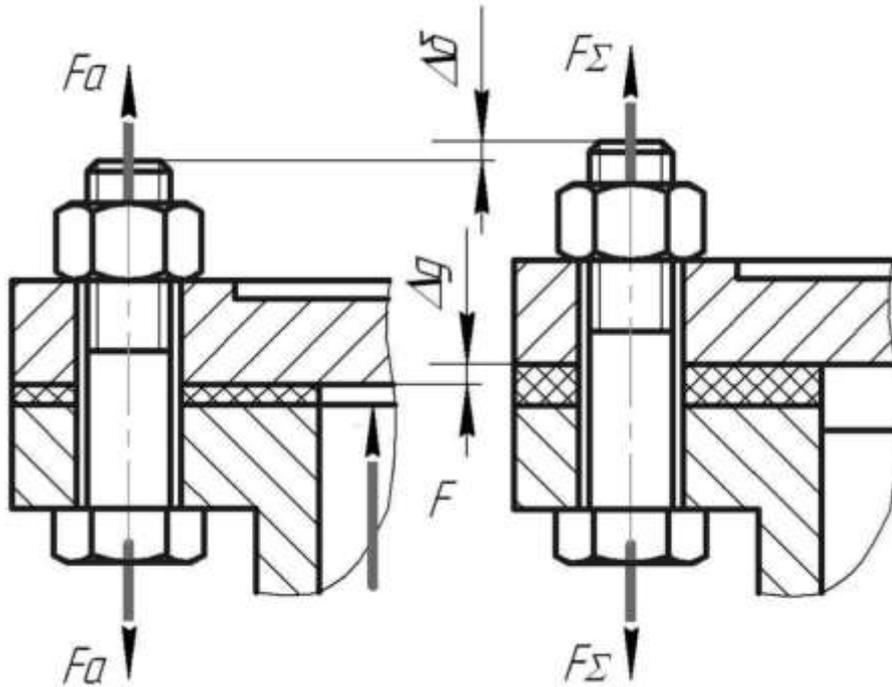
Це кріплення кришок резервуарів для рідин і газів, що знаходяться під тиском, кришок підшипникових вузлів навантажених осьювою силою тощо. Затягування болтів має забезпечити герметичність з'єднання чи нерозкриття стику за дії навантаження. Задача про розподіл навантаження між болтом і деталями такого 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):

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

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



a – до прикладення сили; б – після прикладення сили

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

Із рівності (18.21) знайдемо:

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

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:

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

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)

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

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?